EL AISLAMIENTO ACÚSTICO (I)

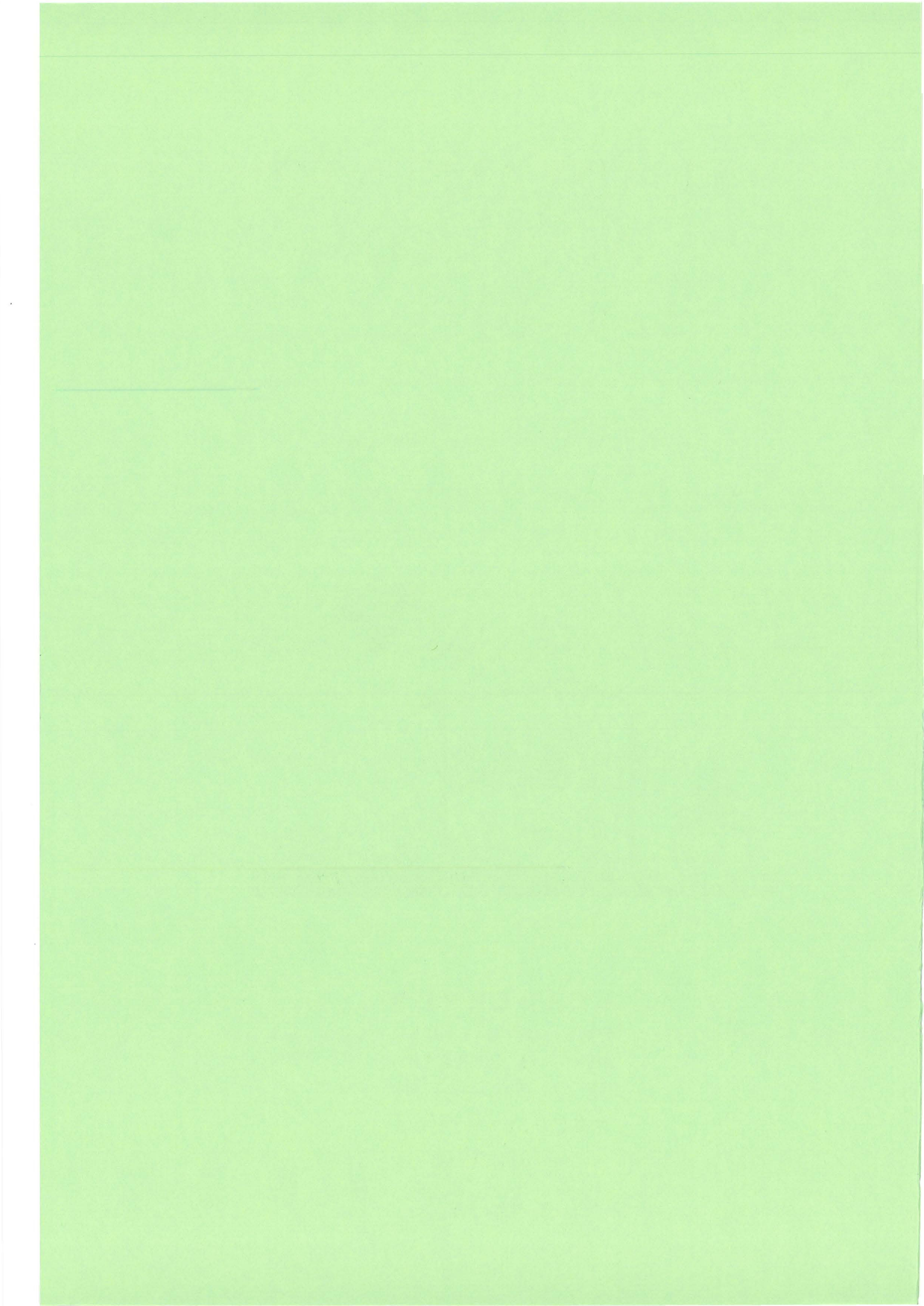
por

CÉSAR DÍAZ SANCHIDRIÁN



CUADERNOS
DEL INSTITUTO
JUAN DE HERRERA
DE LA *ESCUELA DE*
ARQUITECTURA
DE MADRID

3-51-10



EL AISLAMIENTO ACÚSTICO (I)

por

CÉSAR DÍAZ SANCHIDRIÁN

CUADERNOS
DEL INSTITUTO
JUAN DE HERRERA
DE LA *ESCUELA DE*
ARQUITECTURA
DE MADRID

3-51-10

C U A D E R N O S
D E L I N S T I T U T O
J U A N D E H E R R E R A

NUMERACIÓN

2 Área
51 Autor
09 Ordinal de cuaderno (del autor)

0 VARIOS
1 ESTRUCTURAS
2 CONSTRUCCIÓN
3 FÍSICA Y MATEMÁTICAS
4 TEORÍA
5 GEOMETRÍA Y DIBUJO
6 PROYECTOS
7 URBANISMO
8 RESTAURACIÓN

El aislamiento acústico (I)

Instituto Juan de Herrera.
Escuela Técnica Superior de Arquitectura de Madrid.
Gestiòn y portada : Nadia Soddu.
CUADERNO 295.01 / 3-51-10
ISBN: 978-84-9728-320-5 (obra completa)
ISBN-13: 978-84-9728-321-2
Depósito Legal: M- 5047-2010

ÍNDICE

1.- EL RUIDO EN LA EDIFICACIÓN Y SUS FUENTES

1.1.- EL RUIDO, LAS VIBRACIONES MECÁNICAS Y SUS FUENTES. EFECTOS SOBRE LOS SERES HUMANOS.

La Acústica es la parte de la Física que estudia las radiaciones mecánicas en medios materiales. Habitualmente su estudio se divide en tres grandes ramas en función del rango de frecuencias, estas abarcan desde 0 Hz a 10^{12} Hz. Los infrasonidos que abarcan un intervalo de frecuencias por debajo del rango audible en los seres humanos, de 0 a 20 Hz, los sonidos que incluyen el rango audible de los seres humanos, de 20 Hz a 20 kHz y por encima de este rango de frecuencias se encuentran los ultrasonidos.

Se denomina sonido a la sensación experimentada cuando llegan a nuestro oído las ondas elásticas, producidas por movimientos vibratorios de determinadas características. El sonido se produce por vibraciones de los cuerpos, éstas se transmiten por un medio material en forma de movimiento ondulatorio, que produce vibraciones en la membrana del tímpano y excitan las terminales del nervio acústico que transportan al cerebro los impulsos neuronales que originan la sensación sonora. Las ondas sonoras provocan sensaciones en el sentido del oído cuando la amplitud de la presión acústica supera unos valores umbrales y las frecuencias están en el rango audible. El rango audible de las personas varía con la edad y sus condiciones físicas.

El sonido es de gran importancia en la calidad de vida de las personas. Al sonido no deseado, o desagradable, se le denomina *ruido.* La sensación de ruido generalmente está asociada a una variación aleatoria de la presión acústica, por ejemplo circulación de automóviles, el sobrevuelo de un avión, maquinaria en funcionamiento, etc.

Desde el punto de vista físico, hay dos aspectos de las ondas sonoras claramente diferenciados según quien sea el receptor. Si éste es un instrumento de medida, existen unas leyes físicas bien determinadas que relacionan entre sí la emisión, propagación y recepción con unas determinadas magnitudes físicas, por ejemplo, la presión y la intensidad sonora. Si el receptor es el oído humano, la medida del sonido ya no es objetiva, pues no medimos magnitudes físicas, sino que percibimos sensaciones auditivas.

El ruido es considerado como una de las causas principales del deterioro ambiental que se padecen en las ciudades, afecta a los seres humanos físicamente, sicológicamente y socialmente. La exposición durante largos intervalos de tiempo a niveles sonoros elevados puede causar efectos nocivos sobre la salud humana tales como: molestias provocadas por el ruido, alteración del sueño, interferencia con la comunicación oral, efectos negativos sobre el aprendizaje, pérdida de la audición, bajo rendimiento en el trabajo, estrés o hipertensión, etc. Desde muy antiguo han existido prohibiciones en materia de ruido, pues además de ser un factor de distorsión ecológico, influye en el bienestar y la convivencia pacífica de los ciudadanos.

Se llaman oscilaciones mecánicas a aquellos fenómenos físicos que tienen lugar cuando un objeto que posee masa y elasticidad se mueve periódicamente con relación a su posición de equilibrio estable. El nombre de vibraciones mecánicas se utiliza en general para describir

pequeñas oscilaciones de sistemas mecánicos y estructurales. Pequeño significa que las oscilaciones asociadas con los desplazamientos son pequeñas comparadas con las dimensiones del objeto que oscila. Si sobre el sistema no actúan fuerzas externas las vibraciones son libres (amortiguadas o no), si hay fuerzas externas actuantes sobre el sistema las vibraciones se llaman forzadas.

Las vibraciones mecánicas son a veces el resultado no deseado de imperfecciones de diseño, de fabricación, de montaje o de uso incorrecto de los mecanismos. Hay otros casos de estructuras bien diseñadas que pueden vibrar mecánicamente debido a excitaciones externas asociadas con el viento, flujos de fluidos en régimen turbulento, calentamiento asimétrico, terremotos, máquinas, cargas en movimiento, etc. Existen otros procesos en la ingeniería donde las vibraciones son deseadas por ejemplo para la mezcla o dispersión de agregados de materiales, ultrasonidos en medicina: masajes, tratamiento y diagnósticos, etc.

Los efectos perjudiciales de las vibraciones sobre los materiales son de diversos tipos. Si la amplitud de las vibraciones es considerable, también son importantes las deformaciones internas, y por tanto las tensiones. Reducen la tensión de rotura de los materiales, (fenómenos de fatiga), los hacen más frágiles, (no soportan grandes deformaciones sin romperse). Provocan holguras en los enlaces roblonados o atornillados, que disminuyen la solidaridad entre las partes de la estructura. Generalmente, tales problemas son solucionados, o minimizados, por medio de un montaje adecuado con aisladores de vibraciones, bloques de inercia y/o materiales amortiguadores.

Las vibraciones pueden afectar a la comodidad, comportamiento y salud de las personas sometidas a vibraciones en el trabajo, vivienda, viajes, etc. En general, la exposición a vibraciones en los lugares de trabajo es más severa que la exposición a las vibraciones en las viviendas, tanto en los niveles de vibración como en la duración de la exposición.

Hay dos regiones de frecuencia muy importantes en las vibraciones sobre los seres humanos: de 3 a 6 Hz, donde están situadas las resonancias del sistema tórax-abdomen; de 20 a 30 Hz donde se localizan las frecuencias de resonancia en el sistema cabeza-cuello-hombros. Entre 60 y 90 Hz acontecen resonancias en los globos oculares, y entre 100 y 200 Hz suceden efectos de resonancia en la mandíbula inferior-cráneo. En el interior del cráneo ocurren resonancias entre 300-400 Hz. La respuesta humana a las vibraciones por encima de los 100 Hz está muy influenciada por la vestimenta, calzado y el punto de aplicación de la fuerza vibratoria. Existen normativas sobre cuando la exposición a las vibraciones es aceptable.

1.2.- LA INFLUENCIA DEL RUIDO Y LAS VIBRACIONES EN EL PLANEAMIENTO URBANÍSTICO Y EN LOS PROYECTOS DEL EDIFICIO Y DE LAS INSTALACIONES.

El conocimiento de las fuentes de ruido exteriores e interiores a los edificios es importante para la ubicación de estos y determinar el aislamiento acústico exigible en los edificios en función de su uso. La situación y disposición de los volúmenes de edificación en el planeamiento urbanístico y, los cerramientos del edificio deben estar en consonancia con las fuentes de ruido en el medio circundante.

El aumento del tráfico de los medios de transporte y de la actividad industrial ha originado un importante aumento de la contaminación acústica. Las diferentes Administraciones han delimitado su territorio en diferentes áreas de sensibilidad acústica en el ambiente exterior e interior, en las que se pretende que tengan unas características acústicas homogéneas.

Las fuentes de ruido exteriores a los edificios de forma general se deben al tráfico rodado de vehículos, ruido de ferrocarriles, ruido de aeronaves, ruido industrial, ruido de equipamiento comunitario (recogida de basuras, transportes colectivos, construcción, etc.); en el interior de los edificios las fuentes de ruido habituales son debidas a las instalaciones y equipamientos comunitarios (ascensores, calderas, bombas, quemadores, canalizaciones), a los equipamientos e instalaciones de cada vivienda y a las actividades de las personas. A continuación se comentan las características de algunas fuentes de ruido.

El ruido es controlable en la fuente emisora, camino de propagación y lugar de recepción. El proyectista no puede controlar el ruido producido por la fuente, pero el conocimiento de sus propiedades cualitativas y cuantitativas, le permitirá actuar de forma adecuada, para controlar o reducir sus efectos utilizando estrategias que van desde el emplazamiento y orientación de los edificios respecto a las fuentes de ruido, al diseño de la distribución interior de los edificios de manera que reduzcan los efectos del ruido.

Ruido producido por el tráfico rodado

En las ciudades el automóvil se considera frecuentemente como el principal responsable de los problemas del tráfico urbano. Necesita vías de penetración en las ciudades, crea problemas de movilidad, de aparcamiento y obliga a una escala y un diseño diferente de las ciudades.

El ruido producido por el tráfico rodado se ha convertido en las últimas décadas en la fuente de ruido que afecta a mayor número de personas. El ruido de tráfico urbano e interurbano es el resultado de la contribución de diferentes fuentes individuales de ruido, (automóviles, camiones, autobuses, motos, etc.), todas ellas tienen diferentes espectros y características de emisión. Los niveles de presión sonora producidos por el tráfico rodado dependen de el volumen de tráfico, la velocidad de los vehículos; composición del tráfico rodado (porcentaje de vehículos pesados, pues estos son más ruidosos que el resto de los vehículos), el tipo de vía por donde circulan los vehículos y su pendiente, tipo de capa de rodadura, características geométricas de las calles, el tipo

de flujo del tráfico (libre (autopistas, vías urbanas rápidas), interrumpido (paradas-arrancadas), etc.

El ruido de tráfico rodado se caracteriza por generar elevados niveles de presión sonora en las proximidades de las vías de tráfico, los niveles mayores de presión sonora están producidos por las bajas frecuencias. Esta característica del ruido de tráfico la tienen en consideración las legislaciones acústicas en la edificación en las exigencias de aislamiento a ruido aéreo de las fachadas y cubiertas de los edificios. En la figura 1.1 se muestran los resultados experimentales de las mediciones de los niveles de presión sonora promedios producidos por vehículos pesados y ligeros en flujo libre.

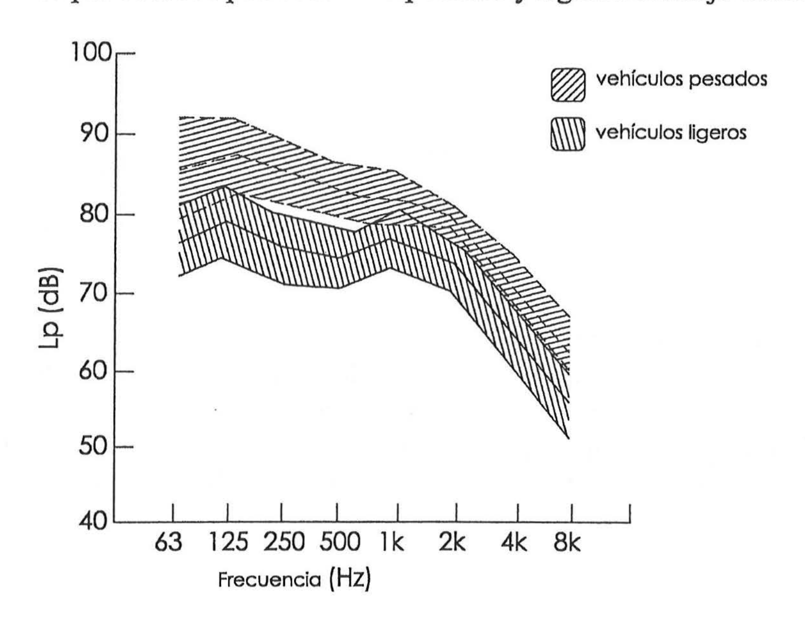


Figura 1.1: Espectros típicos de los vehículos en flujo libre

La caracterización del ruido generado por el tráfico exige conocer su espectro energético, su variación en el tiempo, por ello es necesario un tratamiento estadístico de los datos para obtener índices globales. La figura 1.2 muestra los espectros sonoros típicos producidos por el tráfico rodado a 10 m de la calzada en vías urbanas rápidas y en autopistas.

Una de las innovaciones para mejorar la seguridad y confort en el tráfico de vehículos en las vías de circulación en días de lluvia fue la utilización de materiales porosos, estos permiten el drenaje del agua hacia los márgenes de la carretera y una mejora de la visibilidad durante la conducción al disminuir las reflexiones de la luz sobre el pavimento y las proyecciones de agua. Desde el punto de vista acústico la colocación de pavimentos porosos disminuye el ruido de rodadura de los vehículos y aumenta la absorción acústica del pavimento, con lo que se disminuyen los niveles sonoros en las proximidades de las vías de circulación. Por definición, tienen que tener al menos un 20% de volumen vacío. La superficie ha de tener menos de 5 años de antigüedad, pues las superficies porosas tienden a perder poder absorbente acústico con el transcurso del tiempo, a medida que el vació de sus poros se llena.

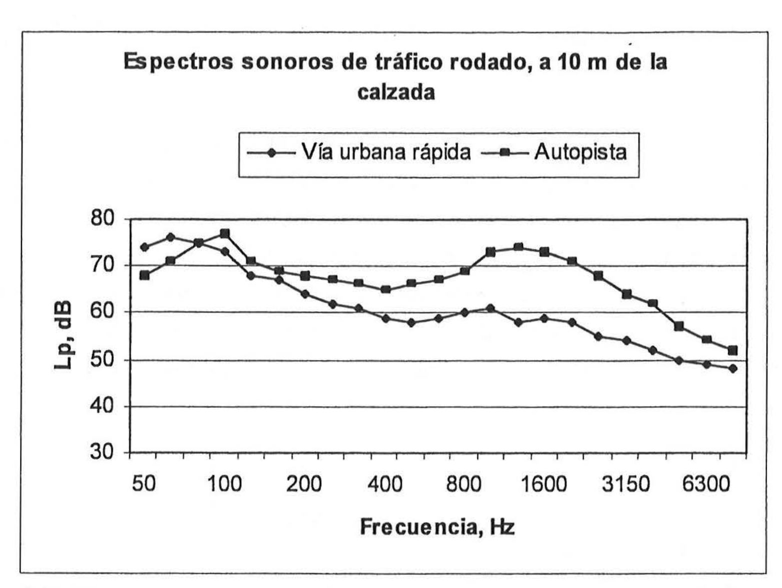


Figura 1.2: Espectros sonoros de tráfico de rodado, a 10 m de la calzada.

En zonas urbanas la presencia continua de edificios altos a uno y otro lado de la vía aumenta los niveles de presión sonora, a causa de las sucesivas reflexiones sobre las fachadas, produciendo la reverberación urbana. Esta depende de la forma de las fachadas de los edificios y de su absorción. Predicciones más precisas son posibles con modelos reducidos o con programas de simulación mediante ordenadores.

El ruido de ferrocarriles

El ferrocarril es uno de los medios de transporte más efectivo. Con el aumento de la población en las grandes ciudades y el transporte de productos, ha aumentado de forma espectacular el número de operaciones ferroviarias y en consecuencia el impacto acústico del ferrocarril. Las molestias producidas por el ruido de los ferrocarriles de superficie en una zona dependen del número de trenes que circulen por ella en un determinado intervalo de tiempo.

Debido a que el tren va guiado, su localización espacial es fácil y su percepción es característica debido al efecto Doppler. Por otra parte, en la cercanía de las estaciones se producen otros ruidos característicos de chirridos, golpeteo de vagones, ruido de cambios de agujas, etc. El ruido emitido por un tren tiene múltiples orígenes; se pueden clasificar en tres grandes grupos: ligados a la rodadura (conjunto rueda-rail, disposición de las vías-traviesas, obras civiles, bogies, carrocería), ligados al sistema de propulsión de vagones y locomotoras, a su equipamiento auxiliar, y al ruido aerodinámico. El espectro en frecuencias de los niveles sonoros producidos por los trenes es característico y se distingue fácilmente de los originados por otros medios de transporte, predominan las altas frecuencias debido a que la causa principal es la interacción entre la rueda y el rail.

El ferrocarril subterráneo no contribuye a aumentar los niveles sonoros ambientales. La vibración de los sistemas del ferrocarril es transmitida al terreno circundante y a las estructuras, penetra en los edificios y puede originar en los que están en la proximidad de los túneles niveles molestos de ruidos y vibraciones, e incluso peligro para las estructuras de los edificios.

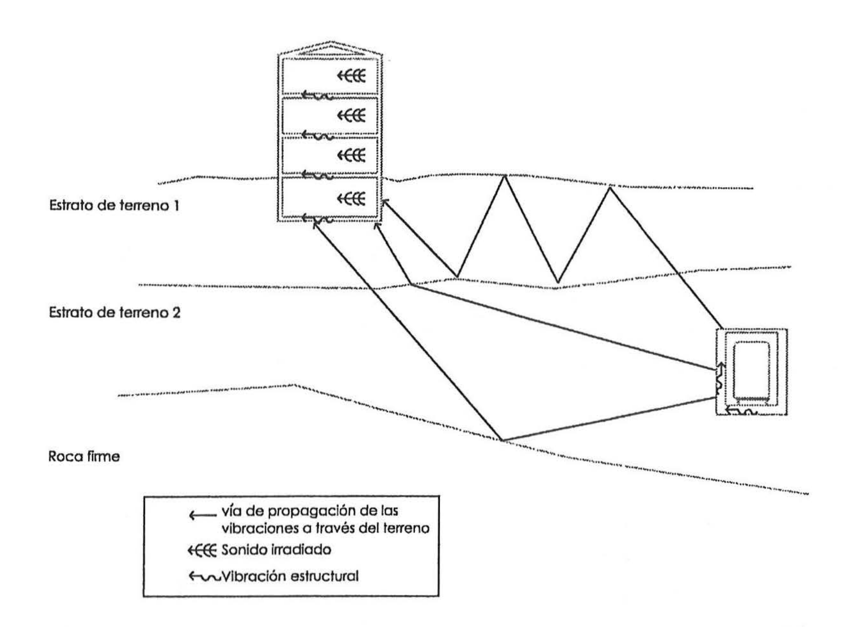
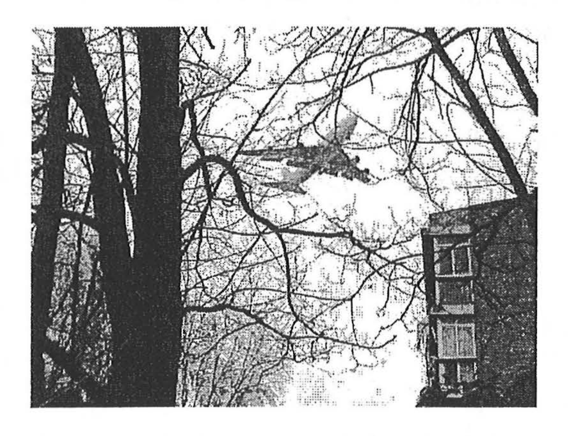


Figura 1.3: Esquema de los mecanismos básicos de propagación de las vibraciones de un tren subterráneo.

El ruido de aeronaves

De todos los medios de transporte, los aviones son los que emiten mayor cantidad de energía acústica, lo que unido a su dependencia de los aeropuertos hace que las molestias que se ocasionan en las localidades situadas en sus inmediaciones sean verdaderamente importantes. Los niveles sonoros en los aeropuertos y su entorno son debidos a causas muy variadas, destacando entre ellas las operaciones de vuelo (despegues, aterrizajes), las operaciones de tierra y las vías de acceso del tráfico rodado a los aeropuertos. El ruido de los aviones y aeropuertos puede analizarse en relación con los efectos que produce sobre la tripulación y los pasajeros; mecánicos y personal de tierra; las personas que habitan o trabajan en su proximidad.



El ruido en la construcción

La causa más importante de ruido en la construcción se debe a la maquinaria empleada en la misma, generalmente de gran tamaño, que origina unos ruidos de carácter continuo, con un amplio rango de niveles y con componentes impulsivas. Tampoco es desdeñable el ruido producido por vehículos pesados que traen o llevan material a la obra. En los últimos años el nivel de ruido ha aumentado en la construcción debido al

uso de maquinaria de gran volumen que emite ruidos de alto nivel sonoro, por supuesto la duración de la obra es menor.

El ruido producido en la construcción se distingue claramente del producido en la industria, sus características fundamentales son:
- Es producido por maquinaria y actividades muy variadas, cuyos espectros y niveles varían ampliamente a lo largo de la obra.
- Básicamente los ruidos se producen en espacios abiertos.
- Las zonas en las que se producen los ruidos pueden ser con unos condicionantes acústicos especiales.
- Tienen una duración limitada, aunque hay obras de larga duración.

Los ruidos que produce la construcción dependen de las características de la fase en que se encuentre la misma. En general, desde la perspectiva acústica se admiten cinco fases consecutivas en la construcción: preparación del terreno, (incluyendo la demolición de la estructura existente); excavación; cimentación, (incluyendo reacondicionamiento de firmes, compactación y entibación de zanjas); levantamiento de estructura, forjados, tabiques, ventanas y conducciones en general; terminación, incluyendo pavimentación y limpieza.

Los ruidos que produce la construcción dependen de las características de la fase en que se encuentre la misma. Según sus características acústicas, la Agencia de Medio Ambiente estadounidense (Environmental Protection Agency), establece cinco fases consecutivas en la construcción:

1.- Preparación del terreno, incluyendo la demolición de la estructura existente.
2.- Excavación
3.- Cimentación, incluyendo reacondicionamiento de firmes, compactación y entibación de zanjas.
4.- Levantamiento de estructura, forjados, tabiques, ventanas y conducciones en general.
5.- Terminación, incluyendo pavimentación y limpieza.

La tabla 1.1 muestra los niveles sonoros continuos equivalentes producidos por estas cinco fases en distintos tipos de construcciones. Las columnas A o B dependen de que en la obra este presente todo tipo de maquinaria, (A), o que esté la maquinaria mínima imprescindible, (B).

TIPO DE CONSTRUCCIÓN								
FASE	VIVIENDAS		OFICINAS, HOSPITALES HOTELES		APARCAMIENTOS, GARAJES, ALMACENES		OBRAS PÚBLICAS	
	A	B	A	B	A	B	A	B
1	83	83	84	84	84	83	84	84
2	88	75	89	79	89	71	88	78
3	81	81	78	78	77	77	88	88
4	81	65	87	75	84	72	79	78
5	88	72	89	75	89	74	84	84

Tabla 1.1: Niveles sonoros producidos en cada fase de la construcción

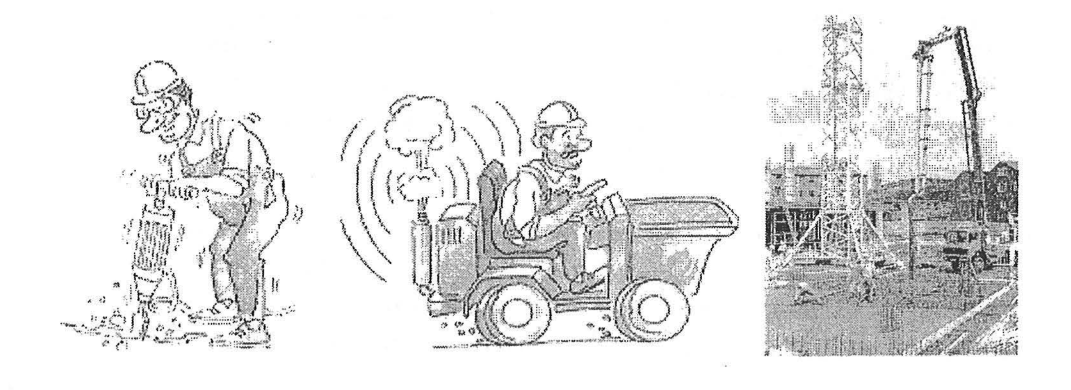
Las fases de excavación y de terminación son las más ruidosas.
El tipo de maquinaria utilizado en la construcción se puede clasificar en:

- Maquinaria para movimiento de tierras: bulldozers, palas mecánicas, apisonadoras, etc.
- Maquinaria para el manipulado de materiales: grúas, mezcladoras, instalaciones de bombeo, etc.
- Maquinaria estática: bombas, compresores, generadores eléctricos, etc.
- Los niveles sonoros que emiten varían de forma importante de un modelo a otro dentro del mismo tipo y también en función de la operación que realizan.

En la tabla 1.2 se muestran algunos de los rangos de valores típicos de ruido de este tipo de maquinaria:

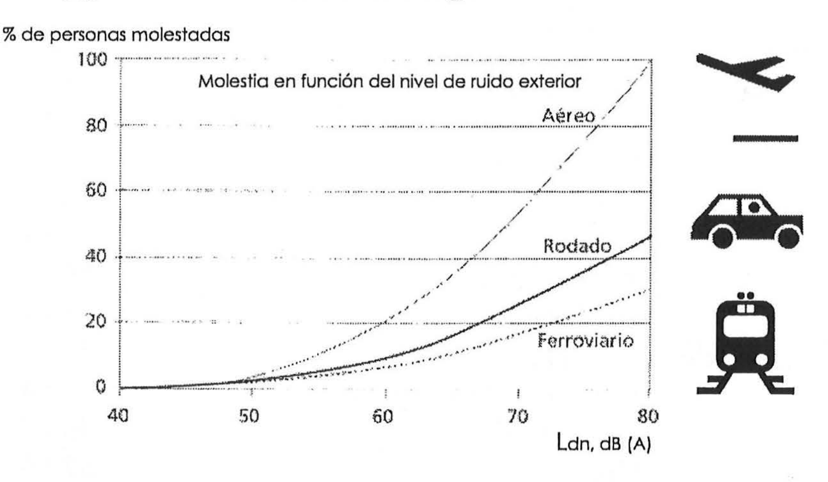
Tipo de maquinaria		Rango de L_{pA}, a 15 m
Movimientos de tierra	Compactadores	74-76
	Palas cargadoras	72-84
	Retroexcavadora	74-93
	Tractores	78-96
	Niveladoras	80-93
	Asfaltadoras	86-88
	Camiones	84-94
Manipulación de materiales	Mezcladoras	75-87
	Bombas de hormigonar	82-84
	Grúa móvil	76-87
	Grua	87-89
Maquinaria estacionaria	Bombas	69-71
	Generadores	72-82
	Compresores	74-86
Maquinaria de impactos	Martillo pilón Picos de impacto de martillo pilón	82-98 95-106
Otros	Vibradores	70-81
	Sierras	74-81

Tabla 1.2: Niveles sonoros típicos producidos por maquinaria en la construcción.



1.3.- TÉRMINOS CORRECTORES PARA LOS NIVELES DE EVALUACIÓN DE LAS FUENTES DE RUIDO

Las investigaciones realizadas prueban que la molestia producida por las fuentes de ruido de los medios de transporte varía en función del mismo. En general, se ha demostrado que a igual nivel de presión sonora continuo equivalente, el ruido de un avión es más molesto que el ruido del tráfico rodado, especialmente a niveles sonoros de moderados a altos y que el ruido ferroviario es menos molesto que el ruido de tráfico rodado, especialmente a niveles sonoros de moderados a altos. Sin embargo esta conclusión sobre el ruido de trenes únicamente se puede aplicar a los trenes eléctricos cortos, generalmente con 12 a 20 vagones.



En el caso de ruidos impulsivos normales y de los ruidos altamente impulsivos, se comprueba que para niveles de presión sonora continuos equivalentes comparables, la molestia producida por los ruidos impulsivos es superior que la producida por el ruido de tráfico rodado. Por otra parte, los datos experimentales sugieren que la molestia producida por ruidos con un elevado carácter tonal, es mayor que la producida por los ruidos de tráfico rodado con el mismo nivel de presión sonora continuo equivalente.

En el caso del ruido industrial, los experimentos realizados en algunos países muestran que este tipo de ruido puede ser más molesto que los ruidos del tráfico rodado, incluso si no contiene impulsos o tonos claramente audibles. Con los datos experimentales obtenidos hasta ahora, en general se considera que la molestia producida por los ruidos de origen industrial no difiere de la producida por el ruido de tráfico rodado. En algunos casos de ruidos industriales específicos de naturaleza tonal (ventiladores, bombas de aire) o impulsiva se evalúan con términos correctores.

Debido a las diferencias en la molestia producidas por las diferentes fuentes de ruido, al carácter del ruido, al intervalo del día, etc., se deberían añadir términos correctores a los niveles sonoros medidos o predichos, en general al nivel de exposición sonora y al nivel de presión sonora continuo equivalente. La norma UNE ISO 1996-1:2005 recomienda los términos correctores de la tabla 1.3.

Términos correctores típicos de nivel basados en la categoría de la fuente de ruido y del período del día		
Tipo	Especificación	Término corrector de nivel, dB
Fuente de ruido	Tráfico rodado Avión Tren [a] Industria	0 3 a 6 -3 a -6 0
Carácter de la fuente	Impulsivo normal [b] Altamente impulsivo Impulsivo de alta energía Tonos prominentes [c]	5 12 Ver anexo B 3 a 6
Período de tiempo	Tarde Noche Fin de semana [d]	5 10 5

[a] Los términos correctores para los trenes no se aplican a los trenes largos Diesel, ni a los trenes que superen la velocidad de 250 km/h.
[b] Algunos países realizan ensayos objetivos de percepción para estimar si las fuentes de ruido son impulsivas o normales.
[c] Si se cuestiona la presencia de un contenido tonal prominente, entonces la Norma ISO 1992-2 proporciona los procedimientos de medición que se deben utilizar para verificar su presencia.
[d] El término corrector de fin de semana se añade a L_d como defina la autoridad competente.

Tabla 1.3: Términos correctores recomendados por la UNE ISO 1996-1:2005

1.4.- ÉSTIMACIÓN DEL PORCENTAJE DE UNA POBLACIÓN FUERTEMENTE MOLESTADA EN FUNCIÓN DE LOS NIVELES ACÚSTICOS DÍA/NOCHE CORREGIDOS

La mayoría de los cambios en la situación del ambiente general audible de ruido se describen adecuadamente mediante el nivel sonoro corregido día-noche anual con ponderación A para exteriores. La molestia a largo plazo de la comunidad por la exposición al ruido puede expresarse como una función del nivel sonoro corregido día-noche. En 1978 Schultz publicó un amplio estudio sobre la molestia producida por los medios de transporte. En su trabajo relacionó el porcentaje de población altamente molestada por el ruido de los medios de transporte y el nivel sonoro día-noche corregido promedio. Los resultados han sido muy utilizados para estudiar la respuesta media de la población al ruido ambiental.

En años posteriores se han realizado trabajos con muestras de población mayores que muestran los resultados para el ruido de aviones, tráfico rodado y de trenes por separado. La media de las curvas experimentales realizadas por otros autores se aproxima a la curva propuesta por Schultz. La curva que se muestra a continuación sirve para definir el porcentaje de una población muy molesta (HA) por el ruido de tráfico en función del nivel acústico día/noche, L_{dn}, determinado para condiciones que no consideran las reflexiones del sonido en los edificios. Se considera el periodo de día con una duración de 15 horas (desde las 7:00 hasta las 22:00.), el término corrector del fin de semana es igual a 10 dB

Según la Norma UNE ISO 1996:2005, para estimar el porcentaje de una población fuertemente molestada en función de los niveles acústicos día/noche corregidos se puede utilizar la expresión:

$$HA = \frac{100}{\left[1 + e^{(10,4-0,132L_{dn})}\right]}\% \qquad (1.1)$$

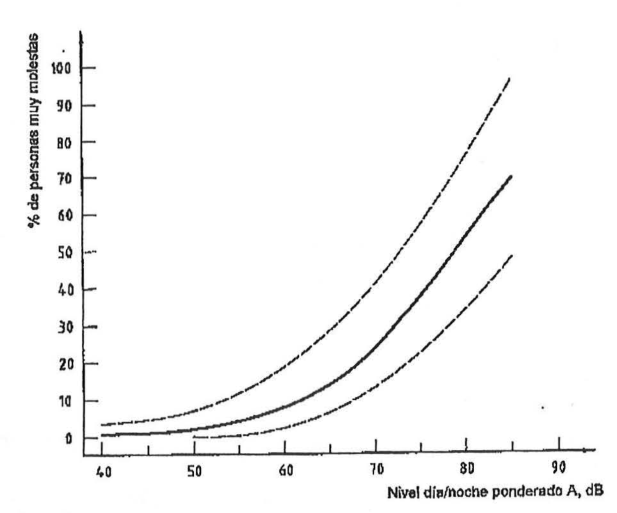


Figura 1.4: Porcentaje de personas encuestadas muy molestas por el ruido de tráfico rodado, en función del nivel día/noche ponderado A. Aproximadamente el 90% de los resultados de los diferentes trabajos realizados se encuentran entre las dos líneas discontinuas.

BIBLIOGRAFÍA

- VÉR, I; BERANEK, L., Noise and Vibration Control Engineering. Principles and Applications, John Wiley & Sons, Inc., New York, 2006.
- MORSE, P.M., INGARD K. U., Theoretical Acoustics. Princeton University Press, Princenton, New Jersey, 1968.
- PIERCE D., Acoustics: An Introduction to Its Physical Principles and Applications, McGraw-Hill, New York. 1981.
- ROSSING, FLETCHER, Principles of Vibration and Sound, Springer-Verlag, New York, 1995.
- COERMAN R. Y AL.The passive dynamic mechanical properties of the human torax-abdomen system and of the whole body system. Aerospace Med. Vol 31, 1960, p 443.
- NELSON,P. Transportation Noise. Reference Book. Butterworths, London, 1987.
- LARA, STHEPENS,. Noise Pollution, John Wiley &Sons, London, 1986.
- HARRIS, C., Acoustical Measurements and Noise Control, Mc Graw Hill, New York, 1991. Existe una versión en español.

- DÍAZ, C; PEDRERO, A. Sound exposure during daily activities. Applied Acoustics. Vol 67(2006), 271-283.

- UNE-ISO 1996-1 (junio 2005). Descripción, medición y evaluación del ruido ambiental. . Parte 1: magnitudes básicas y métodos de evaluación. (ISO 1996-1:2003).

- ISO 1996-2 (marzo 2007). Acoustics- Description, measurement and assessment of environmental noise. Part 2: Determination of environmental noise levels.

- SCHULTZ T.J. Synthesis of social surveys on noise annoyance. JASA 64(2), 1978, pp.337-405.
- FINEGOLD, S.F.; HARRIS,C.S.; GIERKE H.E.; Community annoyance and sleep disturbance: Updated criteria for assessing the impacts of general transportation noise on people. Noise control Eng. J. 42(1), 1994, 25-30.)
- KRYTER K.D. Effects of Noise on Man, 2ª ed., Academia Press, New Cork, 1985.
- ISO 9613-1., Acoustics- Attenuation of sound during propagation outdoors- Part 1: Calculation of the absorption of sound by the atmosphere.
- ISO 9613-2., Acoustics- Attenuation of sound during propagation outdoors- Part 2: General method of calculation.

2.- LA PROPAGACIÓN DEL SONIDO

2.1.- INTRODUCCIÓN

La planificación acústica trata de controlar el ruido futuro mediante medidas programadas, como la ordenación del territorial, la ingeniería de sistemas de gestión de tráfico, la ordenación de la circulación, la reducción del ruido con medidas de aislamiento acústico y la lucha contra el ruido en su origen.

Entre las exigencias de protección frente al ruido en los recintos están las de que las envolventes del edificio tengan un aislamiento acústico mínimo a ruido aéreo, este dependerá del nivel de ruido exterior de la zona donde se ubica el edificio y del uso del edificio. La ubicación, orientación de los edificios y distribución interior de forma acústicamente correcta, puede contribuir de forma muy importante a la protección de las viviendas frente a los ruidos exteriores. Cuando esto no es suficiente es necesario aumentar el aislamiento acústico a ruido aéreo de las fachadas de los recintos.

En el caso de dos recintos contiguos, cuando se emite un ruido en uno de los recintos (recinto emisor) se ponen en vibración todas las superficies del recinto. El sonido llega al recinto receptor por diferentes caminos, por la pared separadora y por los caminos indirectos (por vía sólida o por vía aérea). Para reducir el nivel de ruido en el recinto receptor se debe estimar la potencia sonora transmitida por cada uno de los caminos de transmisión entre los recintos emisor y receptor. Posteriormente se proyectan sistemas constructivos que disminuyan la transmisión de los ruidos aéreos y estructurales, que mejoren el aislamiento de las vibraciones y se disminuye la reverberación en el recinto receptor aumentando la absorción acústica.

En este tema se recordarán las características de la propagación del sonido en los fluidos y en los sólidos, estas se utilizarán posteriormente al estudiar el aislamiento acústico a ruido aéreo y de impactos de los diferentes sistemas constructivos [1], [2] ,[3] ,[4], [5], [6].

La velocidad de propagación de las ondas mecánicas en un medio elástico, depende de las características del mismo, siguiendo en general una expresión de la forma:

$$c = \sqrt{\frac{\text{Propiedad elástica}}{\text{Propiedad inercial}}} \qquad (2.1)$$

2.2.- LA ECUACIÓN DE ONDA TRIDIMENSIONAL EN UN FLUIDO

Las ondas acústicas que producen la sensación de sonido son parte de una variedad de perturbaciones de presión que se pueden propagar a través de un medio elástico. Las ondas sonoras en los fluidos son longitudinales: las moléculas se mueven de uno a otro lado en la dirección de propagación de la onda, produciendo regiones adyacentes de compresión y rarefacción. El cambio de presión que ocurre cuando un fluido se expande o se comprime es la única fuerza restauradora capaz de propagar una onda. Los sonidos audibles se caracterizan por cambios de presión y densidad de la atmósfera ambiente, los cuales son muy inferiores a los de la presión y densidad atmosférica promedios. La ecuación que describe la propagación de la perturbación se llama ecuación de ondas.

La deducción de la ecuación general de la onda acústica para cualquier tipo de onda no disipativa, progresiva y tridimensional se basa en las siguientes hipótesis: Se considera que el medio es continuo y homogéneo, el proceso es adiabático, el medio es completamente elástico y a pequeñas amplitudes de desplazamiento y velocidad de las partículas del medio corresponden pequeños cambios de presión y densidad. No se consideran los fenómenos disipativos originados por la viscosidad y conducción de calor. Experimentalmente se ha demostrado que ésta teoría simplificada describe la mayoría de los fenómenos acústicos normales.

Para relacionar el movimiento del fluido con su compresión o dilatación, se necesita una relación funcional entre la velocidad de la partícula fluida y la densidad instantánea.
Se considera un volumen de control en forma de ortoedro, el cual está fijo en el espacio y es atravesado por los elementos de fluido. De acuerdo con la conservación de la masa, la rapidez neta con las que la masa sale a través de la superficie del volumen debe ser igual a la rapidez con la que aumenta la masa dentro del volumen, con lo que obtenemos la ecuación de continuidad

$$\nabla(\rho\bar{v}) + \frac{D\rho}{Dt} = 0 \tag{2.2}$$

donde

$$\frac{D\rho}{Dt} = \frac{\partial\rho}{\partial t} + (\bar{v}\nabla)\rho \tag{2.3}$$

Se define la condensación como:

$$s = \frac{\rho - \rho_0}{\rho_0} \tag{2.4}$$

ρ, es la densidad instantánea en cualquier punto del fluido, ρ_0, la densidad constante del fluido en equilibrio y $\bar{v}$ la velocidad de la partícula fluida de componentes u, v, w.

La ecuación (2.3) se simplifica al considerar que la condensación, s, es muy pequeña, s«1. Esto permite sustituir

$$\frac{D\rho}{Dt} \cong \frac{\partial\rho}{\partial t}$$

La ecuación de continuidad desarrollada se escribe

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = -\frac{\partial\rho}{\partial t} \tag{2.5}$$

La ecuación de continuidad no es lineal, (el flujo neto por unidad de masa es igual a la variación de densidad en el transcurso del tiempo), y el término $\nabla.(\rho\bar{v})$ incluye dos variables acústicas, la velocidad de la partícula fluida y la densidad instantánea. La ecuación de continuidad se puede linealizar utilizando la hipótesis de que la condensación es muy pequeña.

$$\rho = \rho_0(1+s)$$

$$\nabla(\rho\bar{v}) = \nabla(\rho_0(1+s)\bar{v}) = \nabla(\rho_0\bar{v}) = \rho_0\nabla\bar{v}$$

Se sustituye en la ecuación de continuidad, y se obtiene la ecuación de continuidad linealizada

$$\rho_0\frac{\partial s}{\partial t} + \rho_0\nabla\bar{v} = 0$$

$$\frac{\partial s}{\partial t} + \nabla\bar{v} = 0 \tag{2.6}$$

Algunas propiedades elásticas del medio son:
El vector desplazamiento o corrimiento se escribe: $\bar{\delta} = \xi \bar{i} + \eta \bar{j} + \zeta \bar{k}$

La dilatación cúbica unitaria θ es: $\theta = \frac{\Delta V}{V} = \frac{\partial \xi}{\partial x} + \frac{\partial \eta}{\partial y} + \frac{\partial \zeta}{\partial z} = \nabla . \bar{\delta}$

El módulo de elasticidad de volumen o coeficiente de compresibilidad B, se define como el cociente de la variación de presión y la dilatación cúbica unitaria, (ver nota posterior).
La presión acústica p, es la diferencia entre la presión instantánea y la presión del fluido en reposo, $p = p_{inst} - p_0$.

$$B = -\frac{p}{\theta} \tag{2.7}$$

$$p = -B\theta = -B\nabla . \bar{\delta} \tag{2.8}$$

La variación de presión y la dilatación cúbica unitaria están relacionadas linealmente a través del módulo de elasticidad de volumen o coeficiente de compresibilidad.

Al tener en cuenta la conservación de la masa $M = \rho_0 V_0 = \rho V$, se puede comprobar que la dilatación cúbica unitaria es igual a la condensación s, cambiada de signo, $\theta = -s$, en consecuencia $p = B.s$.

En los fluidos reales, la existencia de viscosidad y el hecho de que los procesos acústicos no son completamente adiabáticos, introducen términos disipativos. Para la deducción de la ecuación del movimiento se ignora el efecto de las fuerzas viscosas en el fluido y se considera a este como perfecto, haciendo uso de la ecuación de Euler.

Si en el elemento de volumen fluido, que contiene una masa $dm = \rho dV$, se aplica la segunda ley de Newton, se obtiene

Y

$(p)dy.dz$ $\quad$ $(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx)dy.dz$

Z

$$\sum F_x = -\frac{\partial p}{\partial x} dV$$

$$\sum F_y = -\frac{\partial p}{\partial y} dV \Rightarrow \sum \bar{F} = -\nabla p dV$$

$$\sum F_z = -\frac{\partial p}{\partial z} dV$$

La aceleración del elemento fluido es

$$\bar{a} = \frac{D\bar{v}}{Dt} = \frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + (\bar{v}\nabla)\bar{v} \tag{2.9}$$

Se aplica la segunda ley de Newton al elemento de masa $dm = \rho dV$ y se obtiene la ecuación de Euler:

$$-\nabla p = \rho(\frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + (\bar{v}.\nabla)\bar{v}) \tag{2.10}$$

La ecuación de Euler no es lineal. Se simplifica considerando que la condensación es mucho menor que la unidad. Esto significa, que las partículas del medio se desplazan a una velocidad mucho menor que la de la onda. Al ser los cambios de densidad muy pequeños, la densidad instantánea puede sustituirse por su valor promedio en el fluido no perturbado. Se obtiene:

$$-\nabla p = \rho_0 \frac{\partial \bar{v}}{\partial t} \tag{2.11}$$

Es la ecuación de Euler válida para procesos acústicos de amplitud pequeña.

Combinando las ecuaciones de continuidad linealizada, la ecuación de Euler y la relación entre la presión acústica y la dilatación volumétrica unitaria, se obtiene una ecuación diferencial en derivadas parciales con una variable dependiente.

En la ecuación de Euler se calcula la divergencia

$$-\nabla.\nabla p = -\nabla^2 p = \rho_0 \nabla.(\frac{\partial \bar{v}}{\partial t}) \tag{2.12}$$

Se deriva respecto al tiempo la ecuación de continuidad linealizada, $\frac{\partial}{\partial t}(\nabla \bar{v}) = \nabla.\frac{\partial \bar{v}}{\partial t}$

y se obtiene:

$$\nabla^2 p = \frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} \tag{2.13}$$

De las expresiones $\rho = \rho_0(1+s)$ y p = Bs, se obtienen

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} = \rho_0 \frac{\partial^2 s}{\partial t^2}; \quad \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = B\frac{\partial^2 s}{\partial t^2}, \quad \frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} = \rho_0 \frac{\partial^2 s}{\partial t^2} = \frac{\rho_0}{B}\frac{\partial^2 p}{\partial^2 t^2}$$

se sustituye en la ecuación (2.13) y se obtiene:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = \frac{B}{\rho_0}(\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2}) \tag{2.14}$$

Es la ecuación de onda tridimensional en un fluido, sin pérdidas y linealizada, con la presión acústica como variable dependiente. La velocidad de fase, conocida usualmente como velocidad del sonido es:

$$c = \sqrt{\frac{B}{\rho_0}} \tag{2.15}$$

La ecuación de ondas se puede escribir también utilizando como variables dependientes el vector desplazamiento o la densidad.

Coeficiente de compresibilidad

Experimentalmente, se sabe que el volumen o la densidad de un fluido se modifican al variar su temperatura o su presión. Los fluidos suelen expandirse cuando se calientan o disminuyen su presión (despresurizar), y se contraen cuando se enfrían o aumentan su presión. La cantidad de cambio en el volumen es diferente para cada fluido y se necesita definir las propiedades que relacionan en el volumen con las variaciones de la presión o la temperatura. Dos de estas propiedades son el módulo de elasticidad de volumen o coeficiente de compresibilidad B y el coeficiente de expansión volumétrica β.

$$B = -V\left(\frac{\partial p}{\partial V}\right)_T = \rho\left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)T \quad Pa \tag{2.16}$$

También se puede expresar de manera aproximada en términos de cambio finitos como

$$B \cong -\frac{\Delta p}{\frac{\Delta V}{V}} = -V\frac{dp}{dV} \cong \frac{\Delta p}{\frac{\Delta \rho}{\rho}} \qquad T = cte \tag{2.17}$$

El coeficiente de compresibilidad representa el cambio en la presión correspondiente a un cambio relativo en el volumen o la densidad del fluido, mientras la temperatura permanezca constante. El signo – se introduce para que B sea positivo, ya que todos los materiales cuando están sometidos a un aumento de presión externa disminuyen su volumen. En consecuencia, el coeficiente de compresibilidad de una sustancia incompresible, V = cte, es infinito. Un valor grande del coeficiente de compresibilidad indica que se necesita un cambio también grande en la presión para producir un pequeño cambio relativo en el volumen. Por ejemplo, la presión del agua en condiciones atmosféricas normales debe elevarse hasta 210 atm para comprimirla en el 1%.

Los cambios pequeños en la densidad de los líquidos, pueden causar en los sistemas de tuberías el golpe de ariete, caracterizado por un sonido semejante al que se produce cuando se dan golpes con un martillo en un tubo.

Velocidad de las ondas sonoras en el aire.

Se considera la aproximación que cuando una onda sonora se propaga en un gas, al ser este en general mal conductor del calor, las variaciones de presión y volumen ocurren de forma adiabática. Esto equivale a considerar que todo el trabajo para comprimir el gas incrementa su energía interna. Se obtiene que la velocidad de propagación del sonido en el gas es:

$$c = \sqrt{\frac{\gamma p}{\rho_0}} = \sqrt{\frac{\gamma RT}{M}} = Cte.\sqrt{T} \tag{2.18}$$

La velocidad de propagación del sonido en el aire es proporcional a la raíz cuadrada de su temperatura absoluta. Considerando la relación entre calores específicos a presión constante $\gamma = 1,4$ para el aire, la constante universal de los gases, $R = 8,31.10^3$ J/kmol.K y la masa molecular del aire M = 29 kg/kmol, la velocidad de propagación del sonido en el aire se puede escribir: $c = 20,05\sqrt{T}$ m/s

Para temperaturas próximas a 20°C, la velocidad del sonido es c = 331,4 + 0,6θ m/s, donde θ en °C. En la aplicación de las normativas en la edificación se suelen considerar que la temperatura es de 20°C y la densidad del aire 1,21 kg/m^3, en consecuencia la velocidad del sonido en el aire c = 343 m/s..

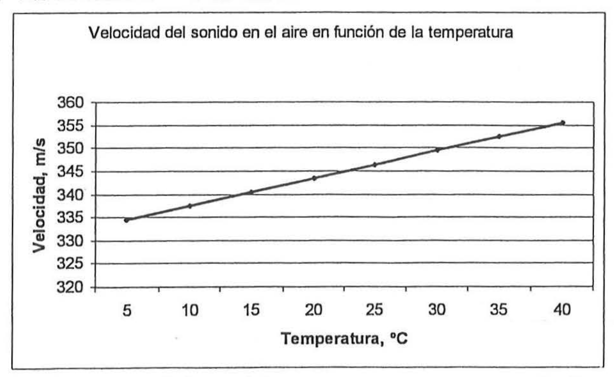


Figura 2.1: Velocidad del sonido en aire en función de la temperatura

La velocidad de propagación del sonido en el aire, en el rango audible es prácticamente independiente de la frecuencia, es decir, el medio en el que se propaga no es dispersivo. El rango audible de las personas varía con la edad y sus condiciones físicas. Las ondas sonoras producen sensaciones en el sentido del oído cuando la amplitud de la presión acústica supera unos valores umbrales y el rango de frecuencias audibles está entre 20 Hz y 20 kHz.

En la acústica en la edificación el rango de frecuencias de interés suele estar entre las contenidas en las bandas de un tercio de octava de frecuencias centrales entre 50 Hz y 5 kHz. Se suelen considerar: bajas frecuencias las contenidas en las bandas de frecuencia de 50 a 200 Hz; frecuencias medias las situadas de 250 a 1000 Hz; y altas frecuencias de 1250 a 5000 Hz.

1/3 OCTAVA Frecuencia central, Hz	1/1 OCTAVA Frecuencia central, Hz
100	
125	125
160	
200	
250	250
315	
400	
500	500
630	
800	
1000	1000
1250	
1600	
2000	2000
2500	
3150	
4000	4000
5000	

Tabla 2.1: Bandas de frecuencia utilizadas en acústica en la edificación en tercios de octava y octavas

La expresión fundamental que relaciona la velocidad de propagación de una perturbación monocromática o monoenergética (un tono puro), velocidad de fase de la onda, con la frecuencia, f, y la longitud de la onda, λ, es:

$$c = \lambda . f = \frac{\omega}{k} \quad m/s \tag{2.19}$$

Las ondas en la práctica no son nunca monocromáticas. Las perturbaciones ondulatorias tienen una duración finita y son anarmónicas, sin embargo el Teorema de Fourier nos prueba que cualquier forma de onda puede descomponerse en una combinación de ondas armónicas.

Es importante distinguir entre la velocidad de fase de la onda c y la velocidad de las partículas del medio. La máxima velocidad de las partículas del medio puede ser menor, igual o mayor que la velocidad de fase.

La velocidad instantánea de las partículas, u(t). La velocidad instantánea de las partículas en un punto del medio es la velocidad, debida únicamente a la onda sonora, de un elemento de volumen infinitesimal del medio en un instante determinado. Se mide por encima y por debajo del movimiento medio del conjunto.

Velocidad eficaz de las partículas, u. La velocidad eficaz de las partículas en un punto es el valor cuadrático medio de la velocidad de las partículas.

La velocidad instantánea de volumen U(t),o velocidad volumétrica sobre una superficie debida a la onda sonora solamente, es el caudal instantáneo del medio perpendicularmente a través de un área especificada S. Se define como el flujo del vector velocidad a través a través de la superficie

$$U = \iint_S \vec{u}(t).d\vec{S} \quad \text{m}^3/\text{s}$$

donde $\overline{u}(t)$ es la velocidad instantánea de las partículas.

Velocidad de grupo

La velocidad de propagación de una onda monocromática, c, se llama velocidad de fase. Un medio es dispersivo cuando la velocidad de fase depende de la frecuencia. La velocidad con la que se propaga un movimiento ondulatorio no tiene que ser la velocidad de fase, la velocidad con la que se propagan sus componentes individualmente. Cuando se emite una señal, esta tiene una determinada duración y se emite en forma de paquete de ondas. Cuando la onda se emite en un medio dispersivo la velocidad de la onda depende ligeramente de la frecuencia y la longitud de onda, el paquete de ondas cambia muy lentamente de forma en su propagación. A la velocidad de desplazamiento del paquete de ondas se le llama velocidad de grupo.

La velocidad de grupo de las ondas es la velocidad de transporte de la energía acústica de la perturbación. Es la velocidad a la que se propaga el grupo de componentes de la perturbación. Se define como:

$$c_g = \frac{d\omega}{d\kappa} = \frac{d(ck)}{dk} = c + k\frac{dc}{dk} \qquad (2.20)$$

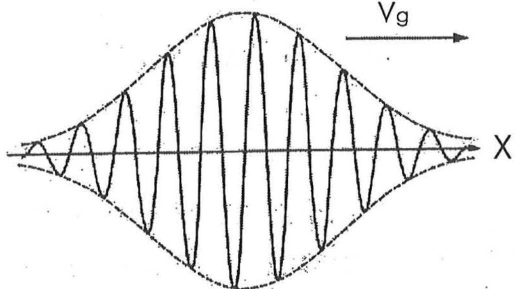


Figura 2.2: Velocidad de grupo de un paquete de ondas

La onda o pulso representada en la figura 2.2 no es armónica, su amplitud varía a lo largo del eje X. Mediante un análisis de Fourier de la onda se comprueba que contiene varias frecuencias y longitudes de onda.

Ejemplo: Ondas superficiales en un líquido con una de longitud de onda grande. Lanzamos a un estanque una piedra y observamos la expansión circular de los paquetes de onda, es evidente que transportan energía pues si en la superficie hay un cuerpo flotante, este se desplaza al paso del paquete de ondas. Si se observa con atención, se comprueba que las pequeñas olas que forman el paquete de ondas no se mantienen en posiciones constantes respecto al paquete de ondas. Las pequeñas olas se propagan a la velocidad de fase, el paquete de ondas se propaga con la velocidad de grupo, en este caso la velocidad de fase es casi el doble de la velocidad de grupo.

La velocidad de fase y la de grupo coinciden cuando el medio no es dispersivo. En el caso de ondas longitudinales y transversales las velocidades de fase y grupo coinciden. En el caso de las ondas de flexión la velocidad de grupo es el doble de la velocidad de fase.

2.3.- LA PROPAGACIÓN DEL SONIDO AL AIRE LIBRE

La propagación del sonido al aire libre depende fundamentalmente de la naturaleza y distribución de las fuentes sonoras, de las condiciones atmosféricas, topografía del terreno y obstáculos interpuestos. Para la resolución práctica de problemas de control del ruido al aire libre, es necesario conocer gran número de datos meteorológicos de la zona a estudiar [7], [8].

Cuando el sonido se propaga al aire libre, su nivel de presión acústica decrece al aumentar la distancia entre el emisor y el receptor. Esta atenuación es el resultado de varios mecanismos, principalmente por divergencia geométrica del sonido, absorción del sonido en el aire, reflexión y absorción en el suelo, reflexión y formación de sombras debido a gradientes de viento y temperatura, la niebla, reflexión y difracción en obstáculos sólidos (pantallas, vallas,..), dispersión del sonido por variaciones en pequeña escala del viento y la temperatura, vegetación, reflexiones en edificios, etc.

En la práctica el problema consiste generalmente en calcular el nivel sonoro debido al ruido de la fuente a una distancia de ella, cuando hemos medido el nivel sonoro cerca de la misma.

En el aire libre, el nivel de presión acústica a una distancia de r metros de una fuente sonora direccional, considerada como puntual, se calcula mediante la expresión:

$$L_p(r) = L_w + 10\log\frac{Q}{4\pi r^2} - A_{combinada} \quad dB \qquad (2.21)$$

L_w es el nivel de potencia de la fuente; Q el factor de directividad de la fuente; $A_{combinada}$ es un término que tiene en cuenta la atenuación que producen factores como el suelo, condiciones atmosféricas, barreras, etc. Las condiciones atmosféricas ambientales, pueden influir de forma importante en el nivel de presión acústica en el lugar de

recepción, aún cuando la distancia entre el emisor y el receptor sea relativamente grande.
El término $A_{combinada}$, se puede descomponer en:

$$A_{combinada} = A_{aire} + A_{suelo} + A_{complementaria} \qquad (2.22)$$

$A_{complementaria}$, puede ser originado por la vegetación, propagación a través de zonas de edificios, etc. En general cada uno de los términos se calcula por separado, e independientemente de los demás.

La atenuación resultante de la difracción alrededor de una barrera se tiene en cuenta al calcular la atenuación debida al suelo.

Generalmente es necesario calcular la atenuación en cada banda de octava por separado, pues la atenuación de cada término de $A_{combinada}$ varía con la frecuencia. La atenuación individual de cada término en un punto dado puede ser positiva o negativa.

La Norma ISO 9613-1 proporciona una información amplia sobre los coeficientes de atenuación atmosférica. La atenuación del suelo, según el procedimiento de cálculo del efecto del suelo de acuerdo con la Norma ISO 9613-2: 1996(E), *Acoustics – Attenuation of sound during propagation outdoors*, es debida principalmente a la interferencia entre los sonidos directo y reflejado por el suelo, pero la curvatura de los rayos sonoros asegura que la contribución principal a la atenuación la proporcionan las superficies del suelo próximas al emisor y al receptor.

Niveles sonoros en las zonas urbanas

En las zonas urbanas los ruidos producidos por los medios de transporte son los más molestos. La legislación española en la edificación (DB HR Protección frente al ruido) establece unos valores mínimos del aislamiento acústico a ruido aéreo $D_{2m,nT,Atr}$ entre un recinto protegido y el exterior, en función del uso del edificio y del nivel sonoro continuo equivalente día L_d de la zona donde se ubique el edificio. El valor del índice de ruido día, L_d, puede obtenerse en las administraciones competentes o mediante consulta de los mapas estratégicos de ruido. Cuando no se disponga de datos oficiales del valor del índice de ruido día, L_d, se aplicará el valor de 60 dBA para el tipo de área acústica relativo a sectores de territorio con predominio de suelo de uso residencial. Para el resto de áreas acústicas, se aplicará lo dispuesto en las normas reglamentarias de desarrollo de la Ley 37/2003, de 17 de noviembre, del Ruido en lo referente a zonificación acústica, objetivos de calidad y emisiones acústicas.

Los niveles sonoros que inciden sobre la fachada del recinto dependerán de las fuentes de ruido, generalmente el tráfico rodado, tipos de vías y su distancia al edificio, altura del mismo, naturaleza continua o discreta de la trama urbana, exposición directa o indirecta de la fachada, etc.

Predicción de los niveles sonoros en calles en forma de U

Cuando no se dispone de registros de los niveles sonoros producidos por el ruido de tráfico en las calles, se pueden realizar algunas estimaciones aproximadas del nivel sonoro continuo equivalente en una hora del periodo día, que se puede tomar como

referencia del nivel sonoro día que incide sobre la fachada de un recinto. La Guide du Bruit des Transports Terrestres Previsions des niveaux sonores. CETUR [9], propone una fórmula matemática para predecir los niveles sonoros generados por el tráfico en las vías urbanas. Adaptando dicha fórmula a los vehículos actuales, suponiendo que el tráfico urbano tiene una velocidad promedio inferior a 60 km/h y que el cálculo se realiza a una altura de 4 m sobre el nivel del suelo en la fachada más expuesta, la fórmula para una vía urbana puede ser la siguiente:

$$L_{Aeq,1h} = 52 + 10\lg(Q_{VL} + E.Q_{VP}) - 10\lg(l_c) \quad dB \qquad (2.23)$$

donde

- $L_{Aeq,\,1h}$ es el nivel sonoro continuo equivalente de una hora.
- Q_{VL}, Q_{VP}, número total de vehículos pesados y ligeros por hora que circulan por la vía.
- E, factor de equivalencia acústica entre vehículos pesados (carga total >3,5 T: camiones, autocares, etc.) y ligeros (carga total < 3,5 T: turismos, furgoneta, camionetas, motocicletas), según la pendiente de la calzada.
- l_c, anchura de la calzada en m

En ausencia de aforadores de tráfico que nos muestren el número de vehículos por hora, este número puede determinarse a partir de medidas manuales en las horas de mayor tráfico. El intervalo de conteo de vehículos tiene que ser al menos de 15 minutos y se debe discriminar entre vehículos pesados y ligeros.

El valor del factor de equivalencia E, en función de la pendiente de la calzada r

Pendiente en %	$r \leq 2\%$	$r = 3\%$	$r = 4\%$	$r = 5\%$	$r \geq 6\%$
Vía urbana en forma de U	E = 10	13	16	18	20

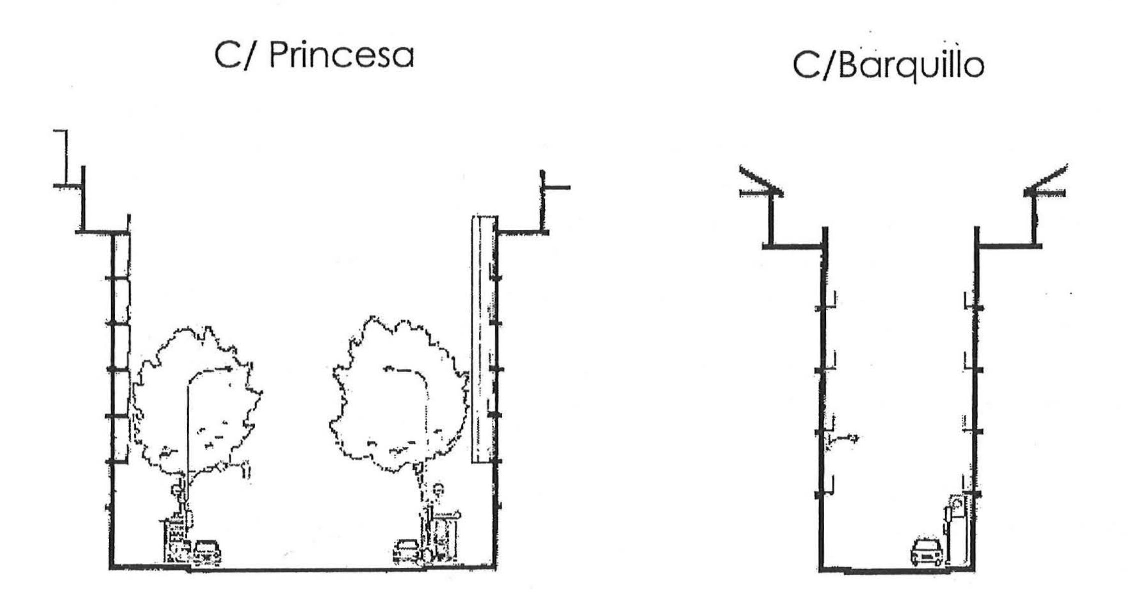


Figura 2.3: Secciones de dos calles de Madrid

Influencia del tipo de pavimento de la calzada

Por encima de una determinada velocidad, el ruido total emitido por un vehículo está dominado por el contacto entre el neumático y la calzada. Depende de la velocidad a que circula el vehículo, el pavimento de la vía (en particular, las superficies porosas e insonorizantes), el tipo de neumático. La Guide du Bruit 1980 proporciona un valor normalizado de emisión sonora para un tipo normalizado de pavimento. Las superficies de carretera de referencia están definidas en la norma EN ISO11819-1.

Según la Directiva Europea 2002/49 de 25 de junio de 2002 sobre evaluación y gestión del ruido ambiental, se recomienda la corrección del nivel ruido siguiente según el tipo de pavimento.

Clases de pavimento	Corrección del nivel de ruido		
Pavimento poroso	0-60 km/h	61-80 km/h	81-130 km/h
	-1 dB	-2 dB	-3 dB
Asfalto liso(hormigón o mastique)	0 dB		
Cemento hormigón y asfalto rugoso	+ 2dB		
Adoquinado de textura lisa	+ 3 dB		
Adoquinado de textura áspera	+ 6 dB		

2.4.- LAS ONDAS EN LOS SÓLIDOS

Los sólidos admiten la aplicación de fuerzas transversales y en consecuencia se pueden producir en ellos otros tipos de ondas diferentes a las longitudinales (ondas de densidad, ondas de compresión). En la propagación del sonido en los sólidos, la definición de los campos acústicos es más complicada, pues en los sólidos se producen tensiones internas de naturaleza algebraica tensorial, en lugar de la presión que es una magnitud física escalar.

Las ondas que se propagan en los medios materiales, sólidos y fluidos, pueden almacenar energía mecánica en sus formas cinética y potencial. La energía cinética es debida a la masa y su velocidad. En los medios fluidos las ondas de compresión que se producen, pueden almacenar energía. En los sólidos es almacenada como energía de deformación. La energía de deformación es la energía almacenada en un sólido debido a su cambio de dimensiones. La densidad de la energía de deformación en el punto de fluencia se llama módulo de resiliencia, o de recuperación de elasticidad. Es una medida de la energía elástica por unidad de volumen que puede almacenarse en el medio sólido. En los materiales sometidos a cargas rápidas o a impactos tienen importancia su resiliencia y tenacidad. La resiliencia define la capacidad del material de absorber energía sin sufrir deformaciones unitarias. La tenacidad define la capacidad del material para absorber energía antes de fracturarse.

Muchos materiales utilizados en la construcción son anisótropos, es decir las propiedades del material dependen de la dirección. El estudio general de un material anisótropo (también se llama material triclínico), requiere el conocimiento de 21 constantes elásticas independientes.

Para caracterizar los sólidos elásticos isótropos, es suficiente con el conocimiento de dos constantes elásticas: E, el módulo de elasticidad de Young y ν el coeficiente de Poisson de contracción lateral. El estudio de las ecuaciones de movimiento de un elemento de volumen, en el caso de sólidos isótropos ilimitados, muestra que al variar la tensión sobre su superficie, únicamente se pueden propagar dos tipos de ondas las de dilatación o longitudinales y las de distorsión o transversales. En el caso de sólidos isótropos finitos es necesario tener en consideración las condiciones de contorno apropiadas. Algunos ejemplos de ondas en sólidos elásticos son las ondas cuasi-longitudinales, las de torsión y las de flexión.

Un tipo particular de materiales anisótropos son los llamados ortotropos, por ejemplo la madera, plásticos reforzados con fibras, el hormigón reforzado con barras paralelas de acero, materiales compuestos reforzados con fibras, cubiertas onduladas, nervaduras, estampados, etc.

Mientras que en un cuerpo isótropo, las relaciones entre las tensiones y las deformaciones unitarias quedan definidas al conocer dos constantes elásticas, en los cuerpos ortotropos aparentemente se necesitan conocer 9 constantes elásticas independientes: 3 módulos de elasticidad longitudinal, E_x, E_y, E_z; 3 módulos de elasticidad transversal G_{xy}, G_{xz}, G_{yz}; 3 coeficientes de Poisson. Estos materiales tienen dos planos ortogonales de simetría; es decir, si se gira 90° en torno al eje X o Y, se obtienen las mismas relaciones esfuerzo-deformación. Las propiedades del material son las mismas en una dirección particular y las propiedades en todas las direcciones

perpendiculares a esa dirección son las mismas, pero diferentes de las primeras propiedades. Por ejemplo, la madera puede considerarse como un material ortotropo cuyos planos de simetría son los formados por las tres direcciones siguientes: Una dirección longitudinal o paralela a la dirección de las fibras, eje del árbol, radial o perpendicular a los anillos de crecimiento y la tangencial, tangente a los anillos de crecimiento y perpendicular al plano definido por las direcciones longitudinal y radial.

2.4.1.- ONDAS EN SÓLIDOS ILIMITADOS

ONDAS LONGITUDINALES (DE COMPRESION O DILATACIÓN)

Estas ondas son parecidas a las que se propagan en los fluidos. Se originan únicamente en medios ilimitados, es decir en medios en donde sus dimensiones en todas las direcciones son mucho mayores que la longitud de onda. La velocidad de propagación para estas ondas es c_L

λ

$$c_L = \sqrt{\frac{E(1-\nu)}{\rho(1+\nu)(1-2\nu)}} \qquad (2.24)$$

E es el módulo de elasticidad de Young, ν el coeficiente de Poisson de contracción lateral y ρ la densidad volumétrica del sólido.

ONDAS TRANSVERSALES (DE CORTE O ISOSTÉRICAS)

Las ondas transversales se producen únicamente en medios sólidos ilimitados. El paso de la onda produce una deformación de cortadura (cizalladura), sin cambio de volumen. Su velocidad de propagación es c_T

$$c_T = \sqrt{\frac{G}{\rho}} = \sqrt{\frac{E}{2\rho(1+\nu)}} \qquad (2.25)$$

G es el módulo de cizalladura. $G = \sqrt{\frac{E}{2(1+\nu)}}$

La relación entre las velocidades de propagación de las ondas longitudinales y transversales es

$$\frac{c_L}{c_T} = \sqrt{\frac{2(1-\nu)}{1-2\nu}} \qquad (2.26)$$

Las ondas longitudinales se propagan más rápidas que las transversales.

ONDAS DE RAYLEIGH

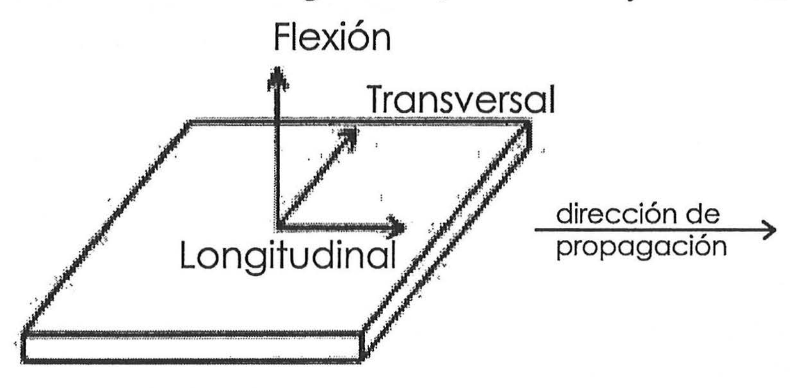
En un medio semi-infinito se pueden producir ondas superficiales (ondas de Rayleigh) pero tienen poca importancia en la acústica de la edificación. Son parecidas a las ondas superficiales en la superficie del agua, las partículas del medio próximas a la superficie

libre se mueven siguiendo trayectorias elípticas, su amplitud decrece exponencialmente y se amortiguan totalmente a poca profundidad. Su velocidad de propagación varía en función del coeficiente de Poisson y es ligeramente inferior a la de las ondas transversales. Son importantes sus efectos en los movimientos sísmicos.

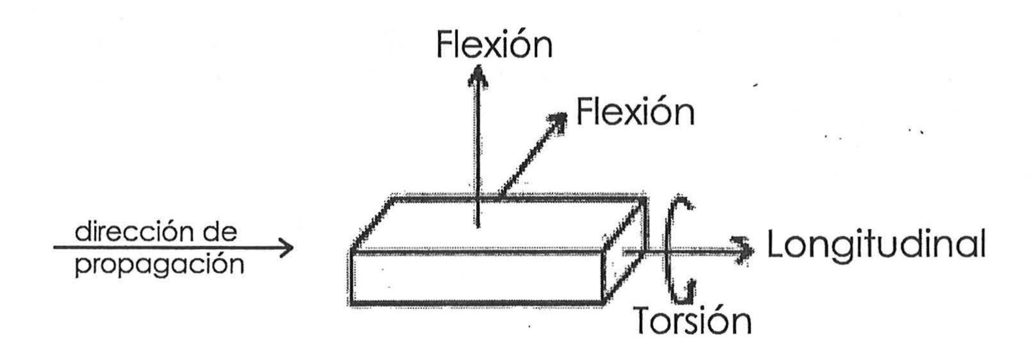
2.4.2.- ONDAS EN SÓLIDOS FINITOS

En los sólidos finitos se pueden propagar un gran número de formas de onda. Indicaremos aquellos que son más interesantes en la acústica de la edificación.

Las placas pueden admitir ondas longitudinales, transversales y de flexión.



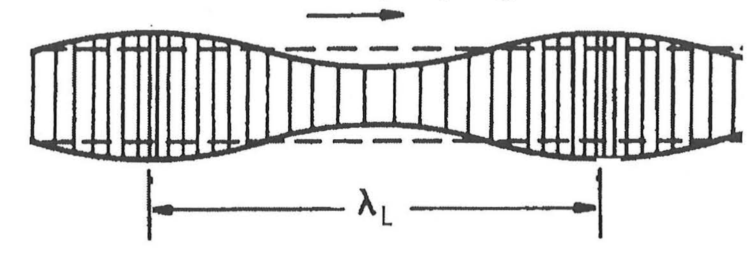
Las vigas transmiten ondas longitudinales, de torsión y de flexión en dos direcciones



ONDAS CUASILONGITUDINALES

Son ondas longitudinales en medios limitados que están siempre acompañadas de ondas transversales. Aparecen cuando al menos la dimensión del medio en una dirección es menor que la longitud de onda de la onda longitudinal (varillas, placas, tabiques, etc.). El posible desplazamiento lateral tiene como consecuencia que el medio sea algo flexible y la velocidad de propagación sea algo menor que en las ondas longitudinales. A continuación se muestran las expresiones de las velocidades de propagación en varillas y placas.



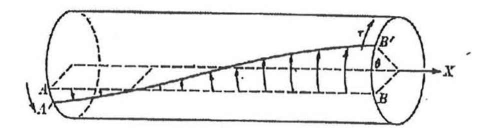


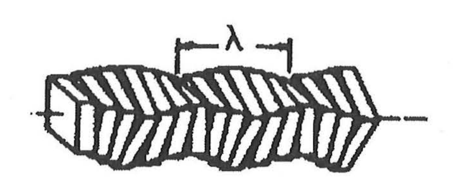
En varillas $C_{CL} = \sqrt{\dfrac{E}{\rho}}$ (2.27)

En placas $c_{CL} = \sqrt{\dfrac{E}{\rho(1-\nu^2)}}$ (2.28)

ONDAS DE TORSIÓN

Son ondas transversales, en las que la velocidad de propagación está dirigida paralelamente en arcos de circunferencia alrededor del eje de la onda. Pueden aparecer en medios limitados como varillas. La velocidad de propagación está afectada por la geometría de la sección del medio.





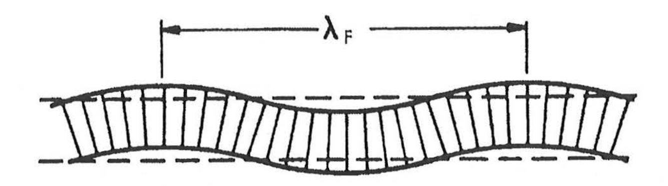
En varillas de sección circular $C_t = \sqrt{\dfrac{G}{\rho}}$ (2.29)

En varillas de sección cuadrada $C_t = 0{,}9\sqrt{\dfrac{G}{\rho}}$ (2.30)

ONDAS DE FLEXIÓN

Las ondas de flexión son muy importantes en el estudio de la propagación del sonido en medios sólidos y es imprescindible tenerlas en consideración en el aislamiento acústico. En la onda de flexión aparece un movimiento transversal y un movimiento angular. Su velocidad de propagación no es constante, a diferencia de las ondas estudiadas anteriormente, sino que aumenta con la raíz cuadrada de la frecuencia, el medio es

dispersivo. Las ondas de flexión existen cuando la placa, la pared o la barra tienen un espesor pequeño con respecto a la longitud de onda de las ondas longitudinales.



$$c_F = \sqrt[4]{\frac{B.\omega^2}{m'}} = \sqrt[4]{\frac{4\pi^2 f^2.B}{m'}} \tag{2.31}$$

m´, es la masa por unidad de superficie y B es la rigidez a la flexión del elemento por unidad de anchura.

- Para una placa $B = \dfrac{E.h^3}{12(1-\nu^2)}$

h es el espesor de la placa y ν el coeficiente de Poisson.

-Para una barra $B = \dfrac{E.a.h^3}{12}$

a es la anchura de la barra y h el espesor

Para placas homogéneas de espesor h, al sustituir la expresión de la rigidez a la flexión se obtiene:

$$c_F = \sqrt{\frac{\pi}{\sqrt{3}} c_{CL}.h.f} \approx \sqrt{1{,}8.c_{CL}.h.f} \tag{2.32}$$

Donde f es la frecuencia y $c_{CL} = \sqrt{\dfrac{E}{\rho(1-\nu^2)}}$

Son ondas dispersivas, la velocidad de grupo de la onda de flexión es el doble de la velocidad de fase.

$$c_F = \sqrt{\omega}\sqrt[4]{\frac{EI}{\rho S}} \qquad c_g = \frac{d\omega}{dk} = 2\sqrt{\omega}\sqrt[4]{\frac{EI}{\rho S}} = 2c_F$$

Según Cremer [5], la frecuencia límite para el uso del modelo de la placa delgada es que la longitud de la onda de flexión no debe ser mayor de seis veces el espesor de la placa, pared o viga. Para espesores habituales de paredes de fábrica, hormigón, etc. se aplica la teoría de las placas gruesas [10].

Como la mayoría de los materiales tienen un coeficiente de Poisson que varía entre 0,2 y 0,3, la frecuencia límite en la que se puede aplicar la teoría de las ondas de flexión pura para placas delgadas es, $\lambda_F = 6h$, que se puede aproximar mediante la expresión:

$$f_{F,\lim\ del} \approx \frac{0{,}05.c_{CL,p}}{h} = \frac{0{,}05}{h}\sqrt{\frac{E}{\rho(1-\nu^2)}} = \frac{c_{CL,p}}{20.h} \tag{2.33}$$

Las ondas de flexión se producen en las placas delgadas cuando actúan fuerzas o momentos perpendiculares al plano de la placa

La teoría anterior se aplica a medios isótropos, las propiedades del material son iguales en todas las direcciones. Únicamente se necesitan conocer dos constantes elásticas del material, para describir las relaciones entre las tensiones y las deformaciones.

La gráfica 2.4 muestra para una placa de hormigón de espesor 20 cm las velocidades de las ondas longitudinales, transversales y de flexión. A altas frecuencias el espesor de la placa reduce la velocidad de fase y la velocidad de grupo.

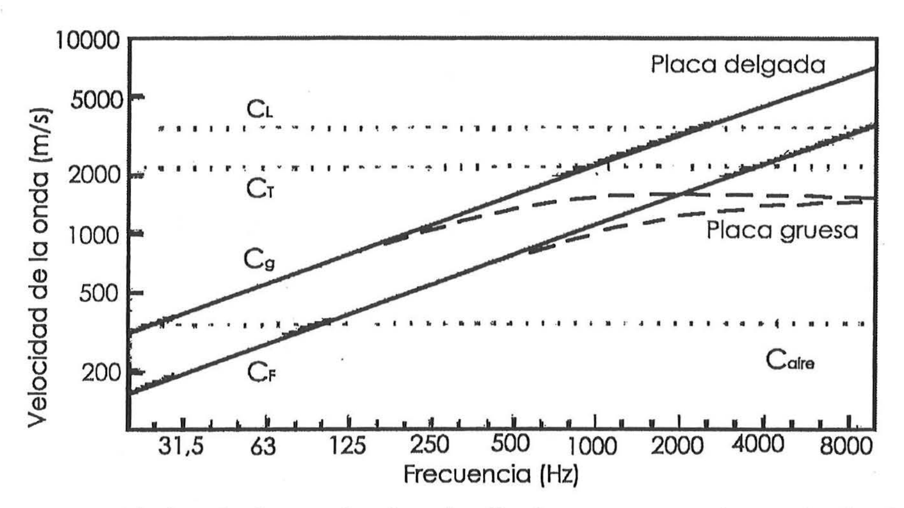


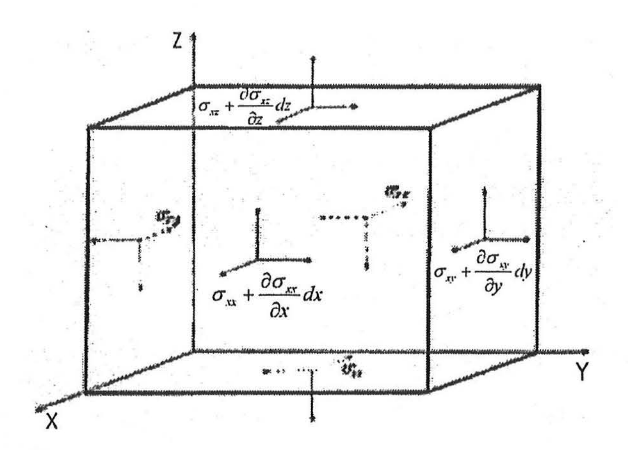
Figura 2.4: Velocidades de las ondas longitudinales, transversales y de flexión en una placa de hormigón de espesor 20 cm. En trazo continuo según la teoría de las placas delgadas y en trazo discontinuo para placas gruesas.

2.4.3.- LAS ONDAS EN UN SÓLIDO ELÁSTICO HOMOGÉNEO E ISÓTROPO.

En el espacio ocupado por un sólido elástico pueden propagarse perturbaciones de las deformaciones, de las tensiones y de los desplazamientos. En general las leyes de propagación de las ondas elásticas son bastante complicadas, incluso cuando el medio elástico es homogéneo.

Cuando en cualquier punto del sólido se produce una deformación heterogénea, esta provocará deformaciones y desplazamientos de los elementos vecinos, que a su vez se transmitirán a los elementos circundantes, en consecuencia en el medio se propagarán ondas elásticas.

Para plantear la ecuación del movimiento de un elemento de volumen dV = dx dy dz, bajo la acción de tensiones heterogéneas, se halla la fuerza que actúa, en este caso por parte del medio circundante, sobre el elemento de volumen. Se considera que las tensiones en cada punto dependen de las coordenadas x_i. Los símbolos σ_{ii} representan las tensiones normales y σ_{ij} las tensiones cortantes.



Se calculan todas las fuerzas que actúan sobre el elemento de volumen a lo largo del eje X.

$$dF_x = (\sigma_{xx} + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} dx)dydz - \sigma_{xx}dydz + (\sigma_{xy} + \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial y} dy)dxdz - \sigma_{xy}dxdz + (\sigma_{xz} + \frac{\partial \sigma_{xz}}{\partial z} dz)dxdy - \sigma_{xz}dxdy \tag{2.34}$$

$$dF_x = (\frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{xz}}{\partial z})dxdydz \tag{2.35}$$

La fuerza por unidad de volumen a o largo del eje X será:

$$f_x = \frac{dF_x}{dV} = \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{xz}}{\partial z} \tag{2.36}$$

de la misma manera a lo largo de los ejes Y, Z

$$f_y = \frac{\partial \sigma_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{xz}}{\partial z} \tag{2.37}$$

$$f_z = \frac{\partial \sigma_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} \tag{2.38}$$

Según la segunda ley de Newton

$$f_x dV = \rho dV \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2}, \qquad f_y dV = \rho dV \frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2}, \qquad f_z dV = \rho dV \frac{\partial^2 \varsigma}{\partial t^2}$$

donde ρ es la densidad del medio, y ξ, η, ζ las componentes del desplazamiento de una partícula en el punto x,y,z .

Para hallar la ecuación de la onda de los desplazamientos, es necesario expresar las fuerzas por unidad de volumen por medio de las componentes del desplazamiento. En el caso general las ecuaciones anteriores tienen una forma complicada y su análisis es difícil.

Las ecuaciones del movimiento de un sólido elástico isotrópico en términos de los desplazamientos de una partícula en las direcciones de los ejes X, Y, Z son respectivamente

$$\rho dV \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = (\lambda + \mu)\frac{\partial \theta}{\partial x} + \mu \nabla^2 \xi \quad (2.39)$$

$$\rho dV \frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} = (\lambda + \mu)\frac{\partial \theta}{\partial x} + \mu \nabla^2 \eta \quad (2.40)$$

$$\rho dV \frac{\partial^2 \varsigma}{\partial t^2} = (\lambda + \mu)\frac{\partial \theta}{\partial x} + \mu \nabla^2 \varsigma \quad (2.41)$$

Donde θ es la dilatación, $\theta = \frac{\Delta V}{V} = \frac{\partial \xi}{\partial x} + \frac{\partial \eta}{\partial y} + \frac{\partial \zeta}{\partial z} = \nabla.\overline{\delta}$ (2.42)

λ y μ son los coeficientes de Lamé , definidos:

$$\lambda = \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \quad , \quad \mu = G = \frac{E}{2(1+\nu)}$$

$\nabla^2 \equiv \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$ es el operador de Laplace

Las soluciones de las ecuaciones (2.39), (2.40) y (2.41) en un medio ilimitado corresponde a dos tipos de ondas: longitudinales y transversales o de cizalladura.

Análisis de un caso particular: *Onda plana que se propaga a lo largo del eje X.*

Todas las magnitudes dependerán únicamente de la coordenada X y del tiempo t, y todas las derivadas respecto a las variables y, z se anulan. En esta situación se tiene:

$$f_x = \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} = \rho \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} \quad (2.43)$$

De las relaciones de Lamé de elasticidad lineal, sin tener en consideración las deformaciones térmicas:

$$\sigma_{xx} = 2G(\varepsilon_{xx} + \frac{\nu}{1-2\nu}3\varepsilon), \quad \varepsilon_{xx} = \frac{\partial \xi}{\partial x}, \quad \text{se define } 3\varepsilon = \frac{\partial \xi}{\partial x} + \frac{\partial \eta}{\partial y} + \frac{\partial \varsigma}{\partial z}$$

Se puede escribir

$$\frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} = 2G(\frac{\partial \varepsilon_{xx}}{\partial x} + \frac{\nu}{1-2\nu}\frac{\partial}{\partial x}(3\varepsilon)) = 2G(\frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} + \frac{\nu}{1-2\nu}\frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2})$$

$$2G(1 + \frac{\nu}{1-2\nu})\frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} = \rho \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} \quad (2.44)$$

(2.44) es la expresión de la ecuación de propagación de una onda longitudinal elástica, la ecuación de ondas de una onda longitudinal plana, ya que el desplazamiento se produce en el sentido de propagación de la onda.

La velocidad de propagación de la onda longitudinal de desplazamiento a lo largo del eje X es:

$$c_x = c_L = \sqrt{\frac{2G}{\rho}(1 + \frac{\nu}{1-2\nu})} = \sqrt{\frac{E(1-\nu)}{\rho(1+\nu)(1-2\nu)}} \quad (2.45)$$

$c_L = f(\rho, E, \nu)$

para los desplazamientos η y ζ en las direcciones de los ejes Y, Z, es posible, para las mismas condiciones, escribir las expresiones siguientes:

$$f_y = \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial x} = \rho \frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2}$$

$$f_z = \frac{\partial \sigma_{zx}}{\partial x} = \rho \frac{\partial^2 \varsigma}{\partial t^2}$$

Se conoce que la tensión cortante es proporcional a la deformación de corte:

$$\sigma_{xy} = G\gamma_{xy} = G(\frac{\partial \xi}{\partial y} + \frac{\partial \eta}{\partial x}) \tag{2.46}$$

luego

$$\frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial x} = G\frac{\partial^2 \eta}{\partial x^2}$$

Al sustituir

$$G\frac{\partial^2 \eta}{\partial x^2} = \rho \frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} \tag{2.47}$$

de forma semejante para el eje Z

$$G\frac{\partial^2 \varsigma}{\partial x^2} = \rho \frac{\partial^2 \varsigma}{\partial t^2} \tag{2.48}$$

las velocidades de propagación de estas ondas son:

$$c_y = c_z = c_T = \sqrt{\frac{G}{\rho}} = \sqrt{\frac{E}{2\rho(1+\nu)}} \tag{2.49}$$

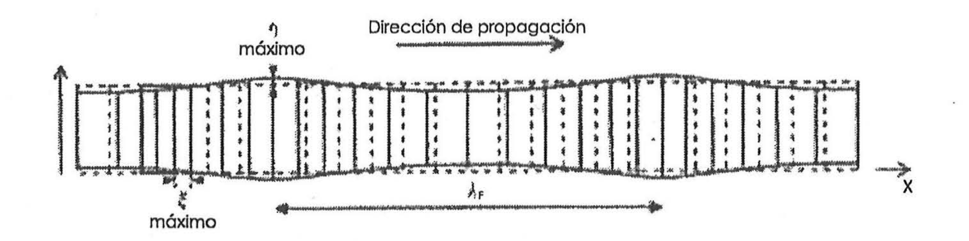
A estas ondas se les llama transversales o de cizalladura, en estas el desplazamiento de η y ζ es perpendicular a la dirección de propagación de la onda plana a lo largo del eje OX.

La velocidad de propagación de las ondas longitudinales es mayor que las de cizalladura.

2.4.4.- ONDAS CUASILONGITUDINALES EN UNA PLACA

Una placa puede ser considerada como una barra bidimensional o una membrana con rigidez. Como una barra puede transmitir ondas de compresión, de corte, torsionales o de flexión, y puede tener tres condiciones de contorno diferentes: libre, encastrada o simplemente apoyada (abisagrada).

Las deformaciones laterales asociadas a las ondas cuasi-longitudinales son mucho menores que las producidas por las ondas de flexión y en consecuencia radian menos energía. Las ondas cuasi-longitudinales juegan un importante papel en la transmisión del ruido estructural entre sistemas constructivos conectados, donde pueden ser producidas por ondas de flexión que inciden sobre las uniones de los sistemas constructivos.



Se considera una placa de espesor h, situada en el plano XY. Cuando una onda cuasi-longitudinal se propaga a lo largo del eje X, no hay deformación a lo largo del eje Y, $\varepsilon_{yy}=0$ y la tensión normal al plano XY es nula, $\sigma_{zz}=0$. El desplazamiento paralelo al eje X, depende de su posición, $\xi=\xi(x,t)$ y es el mismo en todos los puntos de una sección. Todas las magnitudes dependerán únicamente de la coordenada X y del tiempo t, y todas las derivadas respecto a las variables y, z se anulan.

Al sustituir las condiciones anteriores en la ley de Hooke que relaciona las tensiones y deformaciones normales, en ausencia de variaciones de temperatura

$$\varepsilon_{xx}=\frac{1}{E}\left[\sigma_{xx}-\nu(\sigma_{yy}+\sigma_{zz})\right]$$
$$\varepsilon_{yy}=\frac{1}{E}\left[\sigma_{yy}-\nu(\sigma_{xx}+\sigma_{zz})\right] \qquad (2.50)$$
$$\varepsilon_{zz}=\frac{1}{E}\left[\sigma_{zz}-\nu(\sigma_{xx}+\sigma_{yy})\right]$$

Se obtiene

$$\sigma_{yy}=\nu.\sigma_{xx}; \qquad \varepsilon_{xx}=\frac{\sigma_{xx}(1-\nu^2)}{E}$$

Se aplican las ecuaciones del movimiento a un elemento de masa $dm=\rho bh.dx$, donde h es el espesor de la placa, b el ancho de la placa a lo largo del eje Y, y dx la anchura del elemento de masa a lo largo del eje X

$$F_x=\rho bhdx\frac{\partial^2\xi}{\partial t^2} \qquad (2.51)$$

La tensión normal a lo largo del eje X es $\sigma_{xx}=\frac{E}{1-\nu^2}\varepsilon_{xx}=\frac{E}{1-\nu^2}\frac{\partial\xi}{\partial x}$

Al ser la placa un de material elástico lineal, cumple la relación de Hooke, y la tensión normal es proporcional a la deformación unitaria

$$\sigma_{xx}=\frac{E}{1-\nu^2}\varepsilon_{xx}=\frac{E}{1-\nu^2}\frac{\partial\xi}{\partial x}=\frac{F_x}{b.h}$$

La fuerza interna neta que actúa sobre un elemento de masa de longitud dx es igual a la masa del elemento diferencial por su aceleración.

$$b.h.\frac{\partial\sigma_{xx}}{\partial x}dx=b.h.(\frac{E}{1-\nu^2})\frac{\partial^2\xi}{\partial x^2}=\rho bh.dx\frac{\partial^2\xi}{\partial t^2}$$
$$(\frac{E}{1-\nu^2})\frac{\partial^2\xi}{\partial x^2}=\rho\frac{\partial^2\xi}{\partial t^2} \qquad (2.52)$$

Es la ecuación de ondas cuasilongitudinal de una onda que se propaga a lo largo del eje X, cuya velocidad de fase es

$$c_{L,placa} = \sqrt{\frac{E}{\rho(1-\nu^2)}} \qquad (2.53)$$

Este resultado es aplicable para longitudes de onda mayores que el espesor de la placa. La solución compleja de la ecuación en derivadas parciales es

$$\xi(x,t) = A.e^{i(wt-kx)} + B.e^{i(wt+kx)} \qquad (2.54)$$

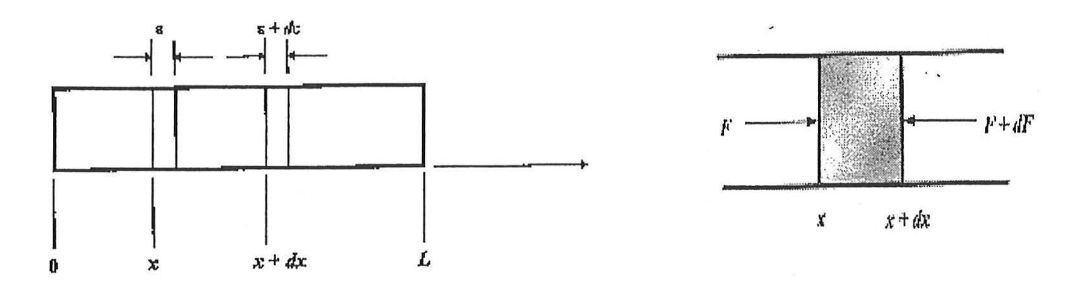
Donde A y B son constantes de amplitud complejas, k es el número de onda cuasi-longitudinal, $k = \frac{\omega}{c_{L,p}}$

Para la mayoría de los materiales homogéneos utilizados en la construcción, las velocidades de fase cuasi-longitudinales son mayores de 1500 m/s.

La velocidad de grupo, c_g, es la velocidad a la cual la energía ondulatoria se propaga a través de la placa, o la viga. Para ondas cuasi-longitudinales la longitud de onda es mucho mayor que el espesor de la placa, viga o pared, y la velocidad de grupo es igual a la velocidad de fase.

2.4.5.- ONDAS LONGITUDINALES PLANAS EN UNA BARRA HOMOGÉNEA E ISÓTROPA.

Sea una barra homogénea e isótropa cuya longitud es mucho mayor que sus dimensiones transversales y que se deforma como un medio linealmente elástico.



La barra está sometida a fuerzas a lo largo de su longitud, estas producen un desplazamiento longitudinal ξ de cada una de las partículas de la misma y la sección de la barra se considera constante durante la aplicación de las fuerzas. Para la deducción de la ecuación de ondas se hacen las siguientes hipótesis: Bajo la acción de las tensiones normales cada sección de la barra experimenta un desplazamiento paralelo al eje que depende de su posición, $\xi = \xi(x,t)$, el desplazamiento es el mismo en todos los puntos de una sección. Se desprecian las fuerzas de inercia correspondientes a los movimientos perpendiculares al eje X, debido a la contracción transversal.

La tensión normal en una sección de la barra es:

$$\sigma_{xx} = \frac{F}{A} \qquad (2.55)$$

A es el área de la sección de la barra y F la fuerza que actúa sobre la sección.

El incremento de longitud de un elemento de barra de longitud dx es

$$d\xi = \frac{\partial \xi}{\partial x} dx \tag{2.56}$$

La deformación unitaria normal e_x es la deformación por unidad de longitud de la barra

$$e_x = \frac{d\xi}{dx} = \frac{\frac{\partial \xi}{\partial x} dx}{dx} = \frac{\partial \xi}{\partial x} \tag{2.57}$$

Al ser la barra de material elástico, la tensión normal es proporcional a la deformación unitaria

$$\frac{F}{A} = E \frac{\partial \xi}{\partial x}$$

$$\sigma_{xx} = E\, e_{xx} \qquad \text{Ley de Hooke} \tag{2.58}$$

E es el módulo de elasticidad longitudinal o módulo de Young.

Se aplica la segunda ley de Newton al elemento diferencial de masa de la barra. La fuerza interna neta que actúa sobre un elemento de barra de longitud dx es igual a la masa del elemento diferencial por su aceleración.

$$\frac{\partial (AE \frac{\partial \xi}{\partial x})}{\partial x} = \rho A \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} \tag{2.59}$$

$$\frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = \frac{E}{\rho} \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} \tag{2.60}$$

Es la ecuación de ondas longitudinal unidimensional, cuya velocidad de fase es

$$c_L = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \tag{2.61}$$

La solución de esta ecuación diferencial parcial del movimiento de la vibración longitudinal de la barra se puede obtener mediante el procedimiento de separación de variables, de la forma $\xi(x,t) = X(x).T(t)$. La solución general es de la forma

$$\xi(x,t) = \sum_{i=1,2,}^{\infty} \left(A_i \cos \omega_i t + B_i sen \omega_i t\right)\left(C_i \cos\left(\frac{\omega_i}{c}\right)x + D_i sen\left(\frac{\omega_i}{c}\right)x\right) \tag{2.62}$$

donde A_i y B_i son constantes arbitrarias que deben ser determinadas por las condiciones de frontera, C_i y D_i son constantes arbitrarias que deben ser determinadas por las condiciones iniciales, y ω_i son las pulsaciones naturales del sistema.

Las soluciones de la ecuación de onda unidimensional pueden ser de forma armónica, exponencial compleja, hiperbólica y exponencial. La solución compleja de la ecuación en derivadas parciales es

$$\xi(x,t) = A.e^{i(wt-kx)} + B.e^{i(wt+kx)}$$

Donde A y B son constantes de amplitud complejas. Esta aproximación es buena cuando las longitudes de onda son mucho mayores que el diámetro de la barra. La solución general tiene la misma forma que las ondas transversales en una cuerda.

Los modos normales de vibración permitidos dependen de las condiciones en los extremos.

Caso particular 1: *La barra está rígidamente unida por los extremos.* Es decir $\xi = 0$ en $x = 0$ y $x = L$ en todo instante de tiempo.

Las frecuencias naturales son: $$f_n = n\frac{c_L}{2L} \quad n = 1,2,3,.. \qquad (2.63)$$

Para n = 1 se obtiene la frecuencia fundamental o primer armónico. Los valores siguientes para n = 2,3,... se llaman sobretonos. La expresión matemática de las frecuencias naturales es igual a la que se obtiene de una cuerda tensa con los extremos fijos.

Caso particular 2: *La barra tiene los extremos libres.* Es decir $\frac{\partial \xi(0,t)}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial \xi(L,t)}{\partial x} = 0$.

Las frecuencias naturales permitidas son las mismas que cuando la barra tiene fijos los extremos. $$f_n = n\frac{c_L}{2L} \quad n = 1,2,3,... \qquad (2.64)$$

Caso particular 3: *La barra está fija por un extremo y libre en el otro.* Las condiciones son: $\xi(0,t) = 0 \quad , \frac{\partial \xi(L,t)}{\partial x} = 0$. Se obtienen las frecuencias naturales:

$$f_n = (2n-1)\frac{c_L}{4L} \quad n = 1,2,3,... \text{ No tiene armónicos pares} \qquad (2.65)$$

2.5.- LA RADIACIÓN SONORA DE SÓLIDOS EN VIBRACIÓN

Los sólidos en vibración radian sonido de formas muy diferentes, dependiendo de su geometría, propiedades de los materiales, sistema constructivo, forma en que vibra, etc. Es importante en el control del ruido el conocer la naturaleza de esta radiación. Sin embargo, en muchas situaciones prácticas es suficiente con el conocimiento de la potencia sonora total radiada por el sólido en vibración y su distribución en el rango de frecuencias.

La potencia introducida en un medio sólido W_{int} es igual a la suma de la potencia disipada en el medio, W_{dis}, la potencia transmitida a otros sólidos conectados con el, W_{tr} , y la potencia radiada al fluido que le rodea, W_{rad}.

Cuando un sólido vibra, las vibraciones se transmiten por el con muy poca atenuación, ponen en vibración a las superficies y objetos en contacto con el y emiten energía en forma de ruido aéreo. La potencia acústica irradiada por el sólido, por ejemplo una pared o un forjado en cada uno de los locales que limita, esta dada por

$$W_{rad} = S\rho c\overline{v}^2\sigma_{rad} \quad W \qquad (2.66)$$

donde

S, es el área de la pared; σ_{rad}, es el factor de radiación para ondas de flexión libres, su valor aproximado es uno para frecuencias superiores a la crítica; ρc, la impedancia característica del aire; $\overline{v}^2$, es la velocidad cuadrática media espacio-temporal de las vibraciones de la pared y normal a la misma, al estar sometida a las ondas de flexión.

Por ejemplo, cuando las ondas de flexión recorren una pared plana delgada, la pared radia energía sonora desde los dos lados de la pared, de forma simétrica.

Una magnitud que caracteriza la eficiencia de la radiación de una superficie que vibra es el factor de radiación (eficiencia de radiación, relación de radiación).

Para placas infinitas en las que se propagan ondas de flexión el factor de radiación está expresado por:

$$\sigma_{rad} = \begin{cases} 0, & \lambda_f \langle \lambda_0 \\ \dfrac{1}{\sqrt{1-\left(\dfrac{\lambda_0}{\lambda_f}\right)^2}}; & \lambda_f \rangle \lambda_0 \end{cases} \tag{2.67}$$

donde λ_f es la longitud de onda de flexión en el material y λ la longitud de onda en el aire.

Radiación sonora de una placa de tamaño finito

No es posible obtener una expresión sencilla para calcular el factor de radiación de una placa sometida a una frecuencia individual. La respuesta tendrá contribuciones de diferentes modos cada uno con diferentes amplitudes, dependiendo de la localización de estos modos relativos a la frecuencia impulsora y del amortiguamiento de la placa. Para usos prácticos lo mejor es encontrar un factor de radiación promediado de frecuencia. Existen diferentes expresiones, por ejemplo la proporcionada por la UNE EN 12354-1, pero no puede afirmarse que unas sean mejores que otras. Á continuación se escriben algunas de ellas.

En el caso de una placa con poco amortiguamiento que es excitada en un punto [5], la eficiencia de radiación es:

$$\sigma = \frac{P.c\sqrt{\dfrac{f}{f_c}}}{\pi^2 S.f_c} \qquad f \langle f_c$$

$$\sigma = 0{,}45\sqrt{\frac{P.f_c}{f}} \qquad f = f_c \tag{2.68}$$

$$\sigma = 1 \quad f \rangle f_c$$

donde S es el área de la superficie de una cara del panel, P es el perímetro del panel y f_c la frecuencia crítica de coincidencia del panel.

Nota: La frecuencia crítica es la menor frecuencia a la que se produce el efecto de coincidencia. El efecto de coincidencia se produce cuando la longitud de la onda de flexión en la placa es igual a la longitud de la onda que se propaga en el aire. La frecuencia crítica se obtiene mediante la expresión

$$f_c = \frac{c^2}{1{,}8.h.c_L} \tag{2.69}$$

h es el espesor de la placa y c_L la velocidad de las ondas longitudinales en la placa.

Por ejemplo Leppington, Broadbent, Heron. [11], proponen las expresiones siguientes:

$$\sigma = \frac{P.c_0}{4\pi^2.S.\sqrt{f.f_c}.\sqrt{\frac{f_c}{f}-1}}.\left[Ln\frac{\sqrt{\frac{f_c}{f}}+1}{\sqrt{\frac{f_c}{f}}-1}+\frac{2\sqrt{\frac{f_c}{f}}}{\frac{f_c}{f}-1}\right] \quad para \quad f \langle f_c$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{2\pi f}{c_0}}.\sqrt{L_1}\left(0{,}5-0{,}15\frac{L_1}{L_2}\right) \quad para \quad f \approx f_c \qquad (2.70)$$

$$\sigma = \frac{1}{\sqrt{1-\frac{f_c}{f}}} \quad para \quad f \rangle f_c$$

L_1 y L_2 son las dimensiones de la placa rectangular, donde $L_1 < L_2$; S es el área de la placa y P es el perímetro de la misma

Bies y Hansen [12], indican que el factor de radiación a la frecuencia puede ser calculado mediante las expresiones siguientes:

$$\sigma = 0{,}367\gamma\frac{c_L}{c}\frac{P.h}{S}arcsen\sqrt{\frac{f}{f_c}} \qquad f \langle f_c$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{P.f_c}{2c}} \qquad f = f_c \qquad (2.71)$$

$$\sigma = \frac{1}{\sqrt{1-\frac{f_c}{f}}} \quad para \quad f \rangle f_c$$

El panel se considera isótropo de espesor uniforme h y c_L es la velocidad de las ondas longitudinales en él. Para paneles con los bordes soportados $\gamma = 1$ mientras que si los bordes están encastrados su valor es 2.

2.6.- EL FACTOR DE PÉRDIDAS EN LOS MATERIALES

El amortiguamiento está presente en todos los sistemas vibratorios. Su efecto es quitar energía al sistema, esta energía es disipada en forma de calor o radiada al exterior. El amortiguamiento representa fuerzas de rozamiento, (fricción, disipativas), y pueden ser internas o externas.

El factor de pérdidas mecánico de un material o factor de pérdida de energía interna del material, η_{int}, está asociado con el amortiguamiento interno del material. En general se define como la relación del promedio de energía disipada por radian, (energía disipada por ciclo, $E_{dis}/2\pi$) y la energía total $E_t = E_{cin} + E_{pot}$

$$\eta_{int} = \frac{E_{dis}}{2\pi.E_t} \qquad (2.72)$$

El factor de pérdidas se puede determinar por diferentes procedimientos: tiempo de reverberación estructural, factor de calidad Q, factor de amortiguamiento ξ, frecuencias de media potencia, decremento logarítmico, δ, tasa de decrecimiento Δ.

$$\eta_{\text{int}} = \frac{1}{Q} = \frac{\omega_n c}{k} = 2\xi = \frac{f_2 - f_1}{f_n} \approx \frac{2{,}2}{f_0 T_{60}} \approx \frac{\Delta}{27{,}3 f_n} \approx \frac{\delta}{\pi} \qquad (2.73)$$

En la práctica el factor de pérdidas total η_{total} de una partición tiene en consideración el factor de pérdidas internas η_{int} (la fracción de energía mecánica disipada en forma de energía calorífica intrínsecamente), las pérdidas debidas a la radiación de las ondas de flexión libres, η_{rad} y las pérdidas de acoplamiento en el perímetro de la partición, η_{bordes}.

$$\eta_{total} = \eta_{int} + \eta_{rad} + \eta_{bordes} \qquad (2.74)$$

El factor de pérdidas de los materiales varía en un rango muy amplio, y es muy sensible a las condiciones de montaje y temperatura.

Cuando los materiales están sometidos cíclicamente a tensiones mecánicas, la energía es disipada internamente en él. Experimentalmente, las investigaciones muestran que en la mayoría de los materiales estructurales tales como el acero y el aluminio, la energía disipada por ciclo es independiente de la frecuencia en todo el rango de frecuencias y es proporcional al cuadrado de la amplitud de vibración. El amortiguamiento interno que se adapta a esta clasificación se llama amortiguamiento estructural o amortiguamiento sólido. Con la pérdida de energía por ciclo proporcional al cuadrado de la amplitud de la vibración, el factor de pérdidas es una constante y la forma de la curva de histéresis permanece sin cambio con la amplitud y es independiente de la variación temporal de la tensión. En los metales las pérdidas internas son muy pequeñas, su valor varía de 10^{-3} a 10^{-4}.

En la práctica los sistemas constructivos en un recinto están unidos entre sí y las pérdidas en los bordes son el término dominante. Cuando se realizan mediciones acústicas in situ, únicamente se puede medir el factor de pérdidas total. La Norma UNE EN 12354-1, Anexo C[13] , indica que para un sistema constructivo de masa por unidad de superficie m′, kg/m^2 ; área S m^2 y de longitud de los bordes l metros

$$\eta_{total} = \eta_{\text{int}} + \frac{\rho_0 c_0 . \sigma}{\pi . f . m'} + \frac{c_0}{\pi^2 . S\sqrt{f_c . f}} \sum_{k=1}^{k=4} l_k \alpha_k \qquad (2.75)$$

Donde:
f es la frecuencia central de la banda de frecuencia en Hz; f_c la frecuencia crítica del sistema constructivo; σ es el factor de radiación para ondas de flexión libres; c_0 es la velocidad del sonido en el aire, c_0 = 340 m/s; ρ_0 la densidad del aire en kg/m^3; l_k es la longitud del perímetro de los bordes de unión y α_k es el coeficiente de absorción para ondas de flexión en el perímetro.

Si los cálculos se realizan en octavas, la mejor estimación se obtiene si se utiliza la frecuencia central de la banda de tercio de octava menor de la banda de octava.
En los materiales constructivos homogéneos habituales el factor de pérdidas es aproximadamente 10^{-2}.

El factor de pérdidas por radiación habitualmente no se considera al ser estas pérdidas muy pequeñas.

Los coeficientes de absorción en el perímetro dependen de cada sistema constructivo y de los elementos estructurales conectados a su perímetro. En las mediciones in situ el coeficiente de absorción en el perímetro varía entre 0,05 y 0,5.

Según Craik, [14], las mediciones in situ del factor de pérdidas muestran que depende ligeramente de la frecuencia. Para forjados pesados de hormigón y paredes de albañilería propone la expresión siguiente:

$$\eta_{total} = 0{,}015 + \frac{1}{\sqrt{f}} \tag{2.76}$$

A veces es conveniente escribir los factores de pérdidas en dB, con un factor de pérdidas de referencia de 10^{-12}.

$$\eta(dB) = 10.\log\frac{\eta}{10^{-12}} \tag{2.77}$$

El coeficiente de absorción para ondas de flexión en el perímetro α_k, para una estructura i se puede deducir del índice de reducción vibracional, K_{ij}, en la unión entre el elemento i considerado y el elemento j conectado a él, mediante la expresión siguiente:

$$\alpha_k = \sum_{j=1}^{3}\sqrt{\frac{f_{c,j}}{1000\ Hz}}.10^{-0,1K_{ij}}$$

donde j, indica los elementos que están conectados al elemento i considerado en la arista k; f_c es la frecuencia crítica, en Hz.

La colocación de juntas elásticas sobre el perímetro de la partición modifica el factor de pérdidas, al cambiar la unión mecánica entre la partición y las paredes laterales, y variar las perdidas de energía en las juntas. Si el factor de pérdidas de la partición aumenta, también mejora el índice de reducción acústica de la partición.

El tiempo de reverberación de las estructuras suele ser muy pequeño, por lo que se suele medir con una instrumentación especial. Para excitar las estructuras se suele utilizar una fuente transitoria tal como un martillo con la cabeza de plástico.

2.7.- PROPIEDADES FÍSICAS DE ALGUNOS MATERIALES

Material	Densidad kg/m^3	Módulo de elasticidad E, N/m^2	Coeficiente de Poisson, ν	Velocidad de la onda c_L m/s	Factor de pérdidas, η
Aluminio	2.700	$7,16.10^{10}$	0,33	5.150	$10^{-4} - 10^{-2}$
Cobre	8.900	$4,6.10^{10}$	0,35	2.273	2.10^{-3}
Vidrio	2.500	$6,76.10^{10}$	0,22	5.200	$10^{-3} - 10^{-2}$
Plexiglas, lucita	1.150	$3,73.10^{9}$		1.800	2.10^{-3}
Plomo	11.100	$1,65.10^{10}$	0,43	1.200	0,015
Acero	7.700	$2,07.10^{11}$	0,31	5.150	$10^{-4} - 10^{-2}$
Hormigón ligero	1.300	$3,8.10^{9}$		1.700	
Hormigón denso, vertido	2.300	$2,61.10^{10}$	0,1 – 0,15	3.400	0,005– 0,02
Hormigón poroso	600	2.10^{9}		1.820	
Tablero de yeso	760	2.10^{9}		1.600	0,006– 0,03
Ladrillos macizos	1.800-2000	$1,6.10^{10}$		2600-3.100	
Ladrillos perforados	700-1000	$3,1\text{-}7,8.10^{9}$		2100-2800	
Corcho	240	$2,5.10^{7}$	0,28	400	0,13 – 0,17
Madera de pino	600	5.10^{9}	0,18	3.000	0,01 – 0,04
Madera contrachapada de abeto	600	$8,7.10^{9}$		3.800	0,01 –0,02
Madera aglomerada	690	$4,5.10^{9}$		2.500	0,005 – 0,01
Madera de teca	900	$1,7.10^{10}$		4.350	0,02
Madera de álamo	500	10^{10}		4.470	0,04
Madera de abeto	550	8.10^{9}		3.800	0,04
Madera de balsa	96 – 176	$(2,1\text{-}5,2).\ 10^{9}$		4.700-5.400	
PVC	1400	$2,4.10^{9}$		1.310	
Poliuretano	900	$1,6.10^{9}$		1.330	
Poliestireno	16 – 32	$(1,2\text{-}3,5).10^{4}$		270 - 320	
Polietileno	930	2.10^{8}		460	
Caucho, blando	950	5.10^{6}	0,5	1.025	0,3
Caucho, duro	1.100	$2,5.10^{9}$	0,4	2.200	0,15
Arena seca	1.500	3.10^{7}		140	
Agua dulce, 20ºC	998			1.481	
Agua de mar, 20ºC	1.026			1500	
Alcohol etílico, 20ºC	790			1.150	
Aceite, 20ºC	950			1.540	
Mercurio, 20ºC	13.600			1.450	
Aire, 0ºC				331,6	
Aire, 20ºC				343	
Oxigeno, 0ºC				317,2	
Hidrógeno, 0ºC				1.269	

RANGOS DE FRECUENCIAS

Bandas de octava		
Frecuencia inferior f_i ; Hz	Frecuencia central, f_c ; Hz	Frecuencia superior f_s; Hz
22,4	31,5	45
45	63	90
90	125	180
180	250	355
355	500	710
710	1000	1400
1400	2000	2800
2800	4000	5600
5600	8000	11200
11200	16000	22400

Tabla: Rangos de frecuencias en bandas de octava

Bandas de un tercio de octava		
Frecuencia inferior f_i ; Hz	Frecuencia central, f_c ; Hz	Frecuencia superior f_s; Hz
18,0	20	24,4
22,4	25	28,0
28,0	31,5	35,5
35,5	40	45
45	50	56
56	63	71
71	80	90
90	100	112
112	125	140
140	160	180
180	200	224
224	250	280
280	315	355
355	400	450
450	500	560
560	630	710
710	800	900
900	1000	1120
1120	1250	1400
1400	1600	1800
1800	2000	2240
2240	2500	2800
2800	3150	3550
3550	4000	4500
4500	5000	5600
5600	6000	7100
7100	8000	9000
9000	10000	11200
11200	12500	14000
14000	16000	18000
18000	20000	22400

Tabla: Rangos de frecuencia en bandas de un tercio de octavas

BIBLIOGRAFÍA

[1] VÉR, I; BERANEK, L., Noise and Vibration Control Engineering. Principles and Applications, John Wiley & Sons, Inc., New York, 2006.
[2] MORSE, P.M., INGARD K. U., Theoretical Acoustics. Princeton University Press, Princenton, New Jersey, 1968.
[3] PIERCE D., Acoustics: An Introduction to Its Physical Principles and Applications, McGraw-Hill, New York. 1981.
[4] ROSSING, FLETCHER, Principles of Vibration and Sound, Springer-Verlag, New York, 1995.
[5] CREMER; HECKL, UNGAR. Structure Borne Sound. Springer Verlag, Berlín, 1988
[6] FAHY,F. Sound and Structural Vibration, Academic Press, London, 1994
[7] ISO 9613-1., Acoustics- Attenuation of sound during propagation outdoors- Part 1: Calculation of the absorption of sound by the atmosphere.
[8] ISO 9613-2., Acoustics- Attenuation of sound during propagation outdoors- Part 2: General method of calculation.
[9] La Guide du Bruit des Transports Terrestres Previsions des niveaux sonores. CETUR, Centre d'Etudes des Transports Urbains, Ministère de l'Environment et du Cadre de Vie; Ministere de Transports, Direction Génerale des Transports Intérieurs. Bagneaux: CETUR, 1980. ISBN 2-110-83290-8
[10] Mindlin, R.D. Influence of rotatory inertia and shear on flexural motion of isotropic plates. J. Appl. Mech. ,18, (1951), 31-38.
[11] Leppington, Broadbent, Heron. The acoustics radiation efficiency of rectangular panels. Proceedings of the Royal Society of London, A392, 1982, 245-271.
[12] Bies, Hansen, Engineering Noise Control: Theory and Practice. Spon Press, London, 1996.
[13] EN 12354-1:2000. Acústica en la edificación. Estimación de las características acústicas de las edificaciones a partir de las características de sus elementos. Parte 1: Aislamiento acústico del ruido aéreo entre recintos.
[14] Craik, R.J.M. Sound transmission through buildings using Statistical Energy Analysis, Gower, USA 1996

3.- EL SONIDO EN UN RECINTO Y SU CONTROL.

3.1.- INTRODUCCIÓN

Es fácil apreciar la diferencia entre los sonidos propagados al aire libre y en el interior de un recinto. La principal diferencia es el sonido reflejado. Cuando el sonido se propaga en un recinto incide en todas las direcciones sobre las paredes, techo, suelo, objetos, etc. que están en su interior. Parte de esta energía es transmitida al exterior del recinto y otra es reflejada a su interior. La energía sonora reflejada es la causa de la acústica del recinto.

Los principales factores que intervienen en el campo sonoro del recinto son la fuente sonora, el medio de propagación, la naturaleza de las superficies interiores del recinto y obstáculos en su interior.

La acústica de recintos tiene por objeto el estudio del comportamiento y control de la energía sonora en el interior de un recinto en donde se encuentran situadas las fuentes sonoras, eliminando ecos, focalizaciones, modos de resonancia no deseados, controlando el tiempo de reverberación, reduciendo el nivel de presión sonora debido a las fuentes en el interior del recinto, etc. Su finalidad es lograr la máxima calidad acústica en el recinto de acuerdo con su uso.

En este tema se hace un ligero repaso a los conceptos asociados al tiempo de reverberación de un recinto, pues es una magnitud acústica que hay que tener en consideración en el aislamiento acústico en los recintos. En un anexo se exponen las exigencias del DB HR Protección frente el al ruido del Código Técnico de la Edificación español en lo referente a la disminución del ruido reverberante en los recintos.

3.2.- EL TIEMPO DE REVERBERACIÓN EN UN RECINTO

Cuando una fuente sonora emite en un espacio cerrado, las ondas sonoras se propagan en todas las direcciones e inciden sobre las superficies interiores, objetos, mobiliario, etc. Su comportamiento obedece a leyes que dependen principalmente de las características del sonido emitido y de la absorción acústica de los materiales y objetos sobre los que incide. En los diferentes lugares de un recinto, el sonido medido está formado por *sonido directo* emitido por la fuente y el sonido difundido por las superficies interiores del recinto y los objetos situados en su interior. El sonido que ha sufrido una o más reflexiones se llama *sonido reverberante*. El sonido directo depende de las características de la fuente sonora, (nivel de potencia, directividad) y de la distancia entre la fuente y el punto de medida.

Un recinto se llama anecoico, es decir sin ecos, si el sonido directo predomina en casi todos los puntos del recinto. Un recinto que se proyecta con este objetivo se llama *cámara anecoica* o cámara de campo libre, sus superficies interiores absorben todo el sonido que incide sobre ellas. Las *cámaras reverberantes* se diseñan de manera que el campo sonoro es reverberante en casi todo el recinto, sus superficies interiores deben reflejar todo el sonido que incide sobre ellas.

Se denomina *reverberación* al proceso de persistencia y disminución de la energía acústica en un espacio total o parcialmente cerrado, después que la fuente ha dejado de emitir, y está producida por las múltiples reflexiones de las ondas acústicas sobre las superficies interiores del recinto.

W.C. Sabine definió el *tiempo de reverberación de un recinto*, T, en segundos, como el intervalo de tiempo que debe de transcurrir, para que la energía sonora se reduzca a la millonésima parte, después de que la fuente sonora deja de emitir, equivale a que el nivel de presión acústica disminuye en 60 dB. El tiempo de reverberación está relacionado con factores que caracterizan al recinto: volumen, área de los paramentos, absorción de los mismos, intensidad del sonido al desconectar las fuentes, etc. Para cada frecuencia, o bandas de frecuencia existe un tiempo de reverberación del recinto. La fórmula de Sabine del tiempo de reverberación de un recinto, obtenida experimentalmente a finales del siglo XIX, es la siguiente:

$$T = \frac{0{,}16.V}{A} \quad s \qquad (3.1)$$

Donde:
T es el tiempo de reverberación del recinto, medido en segundos.
V es el volumen del recinto, en metros cúbicos, m^3.
A es el área de absorción acústica equivalente del recinto, en metros cuadrados, m^2.

Según la expresión del tiempo de reverberación Sabine, la duración de la reverberación en un recinto es independiente de la posición de la fuente sonora y del punto de recepción. No depende de la situación de las superficies interiores del recinto. Únicamente depende del volumen del recinto y de su absorción acústica. El tiempo de reverberación y la absorción acústica de un recinto son magnitudes inversamente proporcionales. En un recinto si el volumen permanece constante y para las variaciones habituales de temperatura, de acuerdo con la expresión de Sabine:

$$T \,.\, A = \text{Constante.} \qquad (3.2)$$

Su representación gráfica para cada recinto es una hipérbola equilátera. En recintos sin tratamiento acústico absorbente el tiempo de reverberación es elevado. Al colocar en el recinto absorción acústica se reduce muy rápidamente el tiempo de reverberación. La figura 3.1 muestra estos resultados.

Existen otras expresiones del tiempo de reverberación en los recintos, pero la que se emplea en la normativa internacional en la medida del aislamiento acústico a ruido aéreo o a ruidos de impactos en los recintos es la obtenida por Sabine [1], [2], [3].

La duración del proceso de reverberación en un recinto tiene una gran importancia sobre la calidad del sonido en el mismo. A lo largo de los años, a partir de las propiedades de la percepción del sonido por los seres humanos, se han ido elaborando una serie de criterios experimentales para fijar los tiempos óptimos de reverberación de los distintos tipos de recintos teniendo en consideración el uso del mismo, su volumen, naturaleza de las fuentes sonoras, etc.

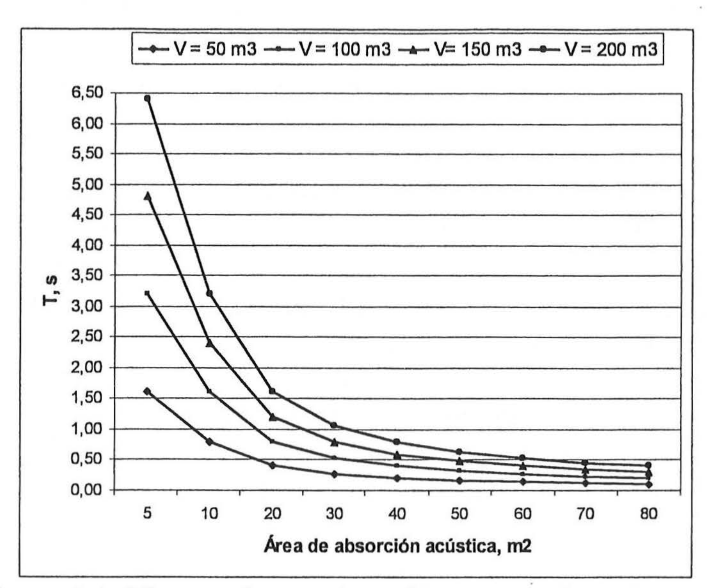


Figura 3.1: Tiempo de reverberación versus absorción acústica.

3.3.- LA ABSORCIÓN ACÚSTICA EN UN RECINTO

La absorción acústica es un fenómeno físico consecuencia de la disipación de la energía acústica en energía calorífica. En un recinto esta disipación se puede producir mediante la propagación de las ondas acústicas en el aire y en la incidencia con los contornos del recinto (paredes, techo, suelo), o con las personas, objetos situados en su interior y la energía que se transmite al exterior.

La cantidad de absorción acústica en un recinto es un factor muy importante en la calidad sonora del mismo, influye de forma decisiva en los fenómenos relacionados con la reverberación, y ante las mismas fuentes sonoras, en la distribución del nivel de presión acústica en el campo reverberante del recinto.

Los materiales y dispositivos absorbentes sonoros se utilizan para controlar el campo acústico en el recinto en función de su uso, y por ello es importante conocer sus características de absorción en función de la frecuencia. En la práctica son absorbentes pasivos del sonido [3].

La absorción acústica

El coeficiente de absorción acústica de un material es una magnitud adimensional que se define como la relación entre las energías acústicas absorbida (no reflejada) e incidente sobre él. Se escribe

$$\alpha = \frac{E_a}{E_i} \tag{3.3}$$

α es el coeficiente de absorción acústica; E_a y E_i, son las energías acústicas absorbida e incidente respectivamente.

De la anterior definición del coeficiente de absorción acústica surgen varias posibles formas de cuantificarlo, pues la fracción de energía incidente absorbida en una

superficie depende del ángulo de incidencia. De entre todas ellas se pueden destacar por su importancia teórica y en las aplicaciones el coeficiente de absorción acústica de Sabine o coeficiente de absorción acústica en cámara reverberante. Los fabricantes de productos absorbentes acústicos suelen proporcionar los valores del coeficiente de absorción de Sabine en seis bandas de octava con frecuencias centradas en 125, 250, 500, 1.000, 2.000 y 4.000 Hz.

En la práctica los fabricantes suelen facilitar, además del coeficiente de absorción acústica de Sabine, el coeficiente de absorción sonora ponderado α_w, (valor único independiente de la frecuencia) [4]; y el coeficiente de reducción del ruido de un producto absorbente acústico, NRC, (número que se obtiene como valor medio de sus coeficientes de absorción sonora en las bandas de octava centradas en las frecuencias de 250, 500, 1.000 y 2.000 Hz, expresándole como el múltiplo más próximo de 0,05).

La absorción acústica total en un recinto es la suma de las absorciones acústicas debidas a las superficies interiores, $A_{superficie}$; mobiliario, $A_{mobiliario}$; aire, A_{aire} y personas situadas en su interior, $A_{personas}$.

$$A = A_{superficies} + A_{mobiliario} + A_{aire} + A_{personas} \tag{3.4}$$

La absorción acústica de una superficie plana de área S se obtiene multiplicando su coeficiente de absorción acústica por su área. Conocidos los coeficientes de absorción α_i de las diferentes superficies interiores de área S_i, la absorción acústica total debida a las superficies se obtiene mediante la expresión

$$A_{superficies} = \sum_{i=1}^{i=n} \alpha_i . S_i \quad , \text{m}^2 \tag{3.5}$$

El símbolo sumatorio está extendido a todas las superficies interiores de coeficiente de absorción diferente. La absorción acústica total se mide en m^2, al ser el coeficiente de absorción acústica una magnitud adimensional.

Los objetos unitarios, tales como personas, butacas, absorbentes especiales, etc. no pueden considerarse como superficies planas, y para caracterizar su absorción acústica se utiliza el concepto de *área de absorción acústica equivalente*, es el área imaginaria en m^2 de un absorbente acústico, que con un coeficiente de absorción acústico unidad, produce la misma absorción acústica total.

La absorción acústica del aire en un recinto se produce al propagarse la perturbación acústica en el interior del recinto. La densidad de la energía acústica disminuye debido a procesos viscoelásticos de degradación y moleculares de relajación, que afectan de igual forma en todos los puntos del volumen del recinto. En las frecuencias de interés en la acústica de recintos, la cantidad de sonido absorbido por el aire no es grande en recintos de pequeñas dimensiones. En los recintos de volumen inferior a 200 m^3 no se suele tener en cuenta la absorción o atenuación del sonido por el aire. La absorción acústica del aire en un recinto se obtiene mediante la expresión

$$A_{aire} = 4 \text{ m V} \quad \text{m}^2 \tag{3.6}$$

donde m es el coeficiente de atenuación por metro y V es el volumen de la sala. En la Tabla 3.1 se indican algunos valores del coeficiente de atenuación según la norma UNE-EN 12354-6 (2004) [5], a varias temperaturas y humedades relativas. Si no se especifican las condiciones del recinto, se recomienda emplear los valores correspondientes a 20°C de temperatura y humedad relativa 50%-70%.

	m en 10^{-3} Neper por metro, m^{-1} por bandas de octava con frecuencias centrales en Hz						
	125	250	500	1 k	2k	4k	8k
10°C, 30%-50% humedad rel.	0,1	0,2	0,5	1,1	2,7	9,4	29,0
10°C, 50%-70% humedad rel.	0,1	0,2	0,5	0,8	1,8	5,9	21,1
10°C, 70%-90% humedad rel.	0,1	0,2	0,5	0,7	1,4	4,4	15,8
20°C, 30%-50% humedad rel.	0,1	0,3	0,6	1,0	1,9	5,8	20,3
20°C, 50%-70% humedad rel.	0,1	0,3	0,6	1,0	1,7	4,1	13,5
20°C, 70%-90% humedad rel.	0,1	0,3	0,6	1,1	1,7	3,5	10,6

Tabla 3.1: Coeficiente de atenuación del aire m en bandas de octava, en función de la temperatura, de la humedad relativa y presión p= $1,013.10^5$ Pa.

Área de absorción acústica de las personas en un recinto

La absorción acústica de las personas en un recinto es debida principalmente al tipo de ropa que llevan. Si esta no es muy gruesa, la absorción acústica es únicamente considerable a medias y altas frecuencias. Como el tipo de ropa depende de la persona, estación del año y modas, los valores proporcionados por los diferentes autores pueden a veces diferir de forma apreciable. Por otra parte, la absorción acústica de una zona de audiencia depende también del tipo de asientos, su colocación y densidad de ocupación. Nota: El cumplimiento del DB HR Protección frente al ruido del CTE indica que el tiempo de reverberación en los recintos de aplicación se calcula sin ocupación y sin mobiliario [6].

En recintos tales como aulas, bibliotecas, iglesias, teatros, auditorios, locales de pública concurrencia, etc., la absorción acústica debida a las personas situadas en su interior representa una contribución muy importante a la absorción acústica total en el recinto.

El factor de amortiguamiento de un recinto

El amortiguamiento en un recinto sin mobiliario es debido básicamente a la absorción acústica de sus superficies interiores, si el recinto no es muy grande y no se considera la absorción acústica del aire. La medida más habitual del factor de amortiguamiento del recinto es mediante el tiempo de reverberación. Para la mayoría de las aplicaciones la ecuación de Sabine es una aproximación adecuada para calcular el tiempo de reverberación del recinto. Luego el factor de pérdidas total es

$$\eta_{total} = \eta_{\text{int}} = \frac{2,2}{f\,T} = \frac{13,7.\sum_i \alpha_i S_i}{f\,T} \qquad (3.7)$$

3.4.- MATERIALES Y DISPOSITIVOS ABSORBENTES ACÚSTICOS

La función básica de los materiales y dispositivos absorbentes acústicos es absorber la energía acústica, por ello son utilizados en el acondicionamiento acústico de recintos y en la mayoría de las aplicaciones en la ingeniería de control del ruido. Existen distintos

montajes normalizados para realizar los ensayos en laboratorio. En España se realizan según la Norma "UNE EN ISO 354, Febrero 2004. Medición de la absorción acústica en una cámara reverberante. (ISO 354: 2003)

Los materiales acústicos comercializados sobre paredes o techos suelen clasificarse en baldosas o tableros acústicos, techos acústicos y montajes acústicos especiales. Dentro de estos últimos están los *absorbentes suspendidos*, que se cuelgan del techo de los recintos individualmente en aquellos lugares donde no es posible un tratamiento convencional, para estos absorbentes suspendidos, el fabricante nos indica el número de metros cuadrados de absorción de cada unidad. Algunos materiales absorbentes acústicos se utilizan formando superficies continuas, en forma de morteros acústicos. Se aplican húmedos con paleta o pistola. Suelen estar formados de materiales fibrosos, orgánicos o no y un aglutinante.

Los productos disponibles en el mercado varían ampliamente en composición, características absorbentes, resistencia mecánica, estabilidad dimensional, limpieza, comportamiento ante el fuego, acabado superficial, posibilidad de ser repintados, reflexión de la luz, forma de montaje, mantenimiento, coste, etc.

En la práctica los materiales o dispositivos acústicos absorbentes más utilizados son los materiales porosos, los paneles absorbentes y los resonadores de Helmholtz, o combinaciones de ellos.

Los materiales porosos están constituidos por una estructura sólida, rígida o flexible, recorrida por poros irregulares comunicados entre sí y con el exterior, poros abiertos. Las dimensiones de los poros son mucho menores que la longitud de las ondas acústicas, generalmente inferiores a 1 mm. Las ondas acústicas penetran fácilmente en el material y ponen en vibración a las moléculas del aire de los poros. Las vibraciones son amortiguadas por la viscosidad del aire y por la perdida de energía calorífica en la estructura del material, de esta forma disminuye la energía acústica. A altas frecuencias aumentan las perdidas de energía sonora por rozamiento con las superficies del material. Ejemplos de materiales porosos absorbentes son las fibras de vidrio, minerales y orgánicas, tejidos, espumas plásticas, materiales cerámicos, metales porosos, etc.

Desde el punto de vista de la absorción acústica, existen diferencias entre los materiales porosos absorbentes de estructura flexible y rígida. En los primeros, lanas minerales, espumas, cartones porosos, etc. la absorción aumenta con la frecuencia, mientras que los segundos, piedras porosas, placas microperforadas, etc. el coeficiente de absorción puede variar significativamente, particularmente a bajas frecuencias.

Los materiales porosos de estructura flexible suelen utilizarse para el control del sonido reverberante en un recinto, atenuar el sonido que se propaga por tuberías y aumentar el aislamiento acústico al ruido aéreo al introducirlo como relleno entre paredes. El coeficiente de absorción acústica de un material poroso varía ampliamente según su forma de colocación.

El espesor del material poroso influye de forma muy importante en la mejora de la absorción acústica. Cuando el espesor del material aumenta, el coeficiente de absorción sonora se incrementa a más bajas frecuencias. La figura 3.2 muestra el efecto sobre el coeficiente de absorción acústica de la variación del espesor de un material absorbente

poroso, colocado directamente sobre una pared rígida impermeable. A altas frecuencias la absorción acústica es independiente del espesor del material.

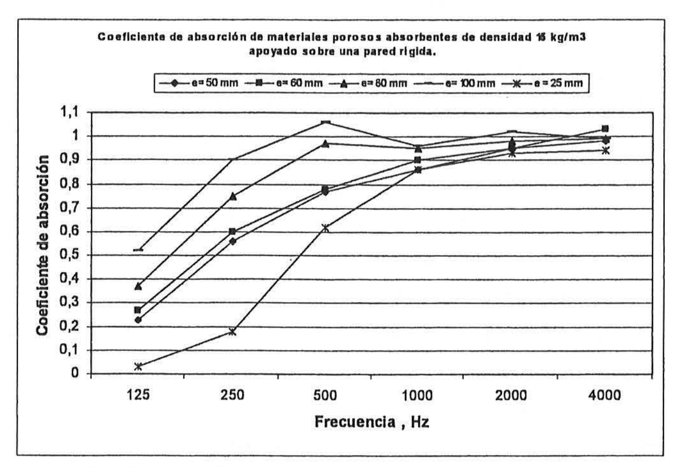


Figura 3.2: Dependencia del coeficiente de absorción sonora α de un material poroso con el espesor del material

La existencia de una cámara de aire entre el material poroso y una pared rígida e impermeable, aumenta significativamente la absorción sonora a bajas frecuencias, el espesor de la cámara hace un efecto semejante al de aumentar el espesor del material. Por otra parte, la densidad del material absorbente poroso, no tiene una gran influencia sobre el coeficiente de absorción acústica del material.

Los dispositivos absorbentes **tipo panel**, están constituidos básicamente, por una superficie de algún material impermeable al aire, fijado a una distancia de una superficie rígida, quedando una cavidad hermética entre ambas. Un ejemplo típico de estos dispositivos es un tablero contrachapado de madera o de otro material, clavado o encolado sobre un bastidor, a una distancia de una superficie rígida.

Los absorbentes acústicos tipo panel o diafragmas, se suelen clasificar en dos grupos: *las placas y las membranas*, según se tenga o no en cuenta la rigidez del panel. La absorción acústica de este tipo de dispositivos, se fundamenta en el hecho de que cuando una onda acústica incide sobre la superficie, esta vibra de acuerdo con la causa que la excita, originándose un movimiento vibratorio en el que hay una transformación de la energía acústica en térmica, debido a diversas perdidas por rozamiento en la estructura y en el aire de la cavidad. La máxima absorción acústica se produce a la frecuencia de resonancia, que habitualmente está en el rango de las bajas frecuencias. Cuando en la cámara se coloca un material absorbente poroso la frecuencia de resonancia es menor y el sistema es menos selectivo. La figura 3.3 muestra el coeficiente de absorción sonora de paneles contrachapados de madera de espesores 2 y 12 mm con y sin material absorbente poroso en la cámara.

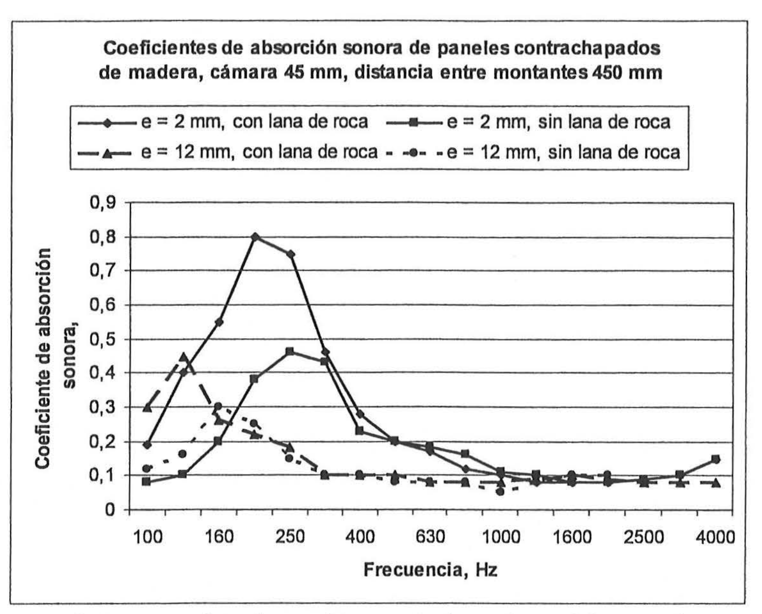


Figura 3.3: Coeficientes de absorción acústica de tableros de contrachapado de madera con y sin material absorbente en la cavidad.

La construcción de dispositivos absorbentes acústicos tipo panel es útil cuando se necesita aumentar la absorción a bajas frecuencias. Para frecuencias superiores a 500 Hz su construcción es más costosa que la utilización de otros materiales o dispositivos absorbentes.

Una **cavidad resonante** o **resonador acústico** de Helmholtz consiste en una cavidad llena de aire que comunica con el exterior mediante un conducto (cuello), el ejemplo más simple es una botella abierta. Absorben energía acústica alrededor de una determinada frecuencia de resonancia, que es función de las características geométricas del resonador. Cuando las ondas acústicas inciden sobre el resonador, ponen en movimiento el aire del cuello, que comprime y expande el aire de la cavidad. Debido al rozamiento con las paredes del cuello, parte de la energía acústica se disipa en forma de calor, esta perdida de energía se puede aumentar introduciendo un material poroso muy ligero en la boca del cuello, o un material absorbente en la cavidad. El principio de absorción acústica por resonancia de Helmholtz puede ser aplicado básicamente a tres tipos de dispositivos o combinaciones de ellos: los resonadores aislados, los paneles perforados y los resonadores alveolados.

Los resonadores aislados de Helmholtz son muy selectivos, la máxima absorción la presentan a la frecuencia de resonancia del sistema. Los resonadores se pueden diseñar para actuar a cualquier frecuencia, es suficiente con analizar las dimensiones adecuadas. Generalmente son buenos absorbentes acústicos a bajas frecuencias.

Si se desea ampliar el rango de frecuencia de los resonadores, el uso de resonadores aislados no es rentable económicamente, por ello se utilizan los resonadores múltiples, estos consisten en un panel perforado, situado a una cierta distancia de una pared rígida. Actúan como una agrupación de resonadores, donde cada orificio equivale al cuello de un resonador, de longitud el espesor del panel, y volumen el cociente entre el volumen existente en la cámara de aire y el número de orificios. Los resonadores agrupados no son tan selectivos en su absorción. La colocación de material absorbente dentro de la

cámara de aire aumenta de forma muy efectiva la absorción por encima y debajo de los valores de la frecuencia de resonancia. Las perforaciones suelen ser cilíndricas o de tipo ranura. La figura 3.4 muestra un esquema de un panel perforado.

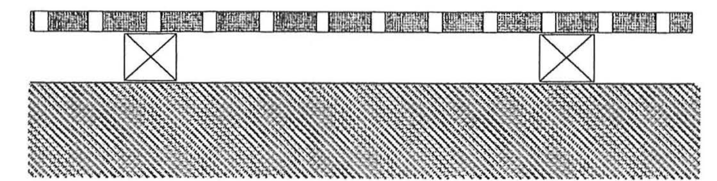


Figura 3.4: Perfil de un panel perforado.

El porcentaje de área perforada influye sobre el coeficiente de absorción acústica. La figura 3.5 muestra los resultados obtenidos para un panel de chapa metálica de espesor 2 mm, la cámara entre la chapa y la pared rígida es de 75 mm y está rellena de lana mineral. También es importante el efecto sobre el coeficiente de absorción acústica del espesor de la cámara de aire entre el panel perforado y la superficie rígida, a mayor espesor se incrementa de forma muy apreciable la absorción acústica a bajas frecuencias.

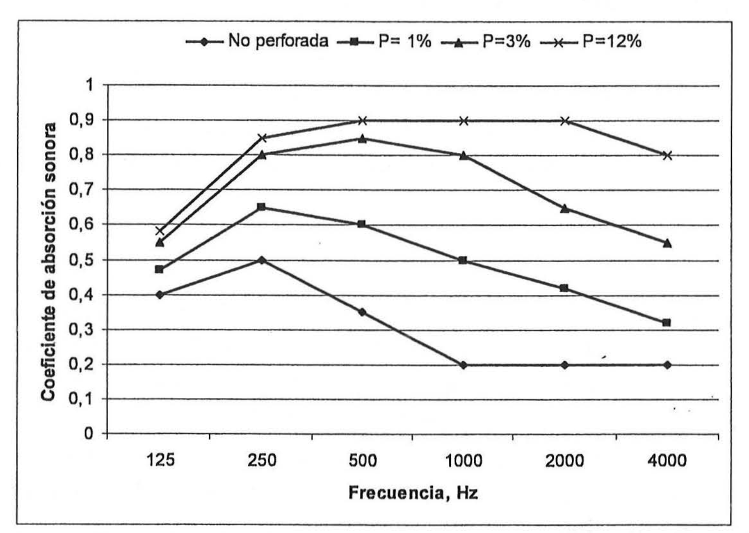


Figura 3.5: Efecto del porcentaje de área perforada en el coeficiente de absorción acústica de un material.

Existen situaciones en las que los que no es posible el uso de dispositivos absorbentes acústicos convencionales o que se necesita una gran cantidad de absorción acústica en el recinto. En estos casos se utilizan los dispositivos absorbentes acústicos funcionales o suspendidos. Estos se cuelgan del techo de los recintos. Se realizan en distintas configuraciones geométricas y pueden proporcionar una gran absorción acústica por unidad, esta varía según la colocación y proximidad a otras unidades. Los fabricantes aconsejan la forma más eficaz de colocación

Otros materiales absorbentes acústicos son las cortinas, alfombras, moquetas, etc. En algunas situaciones conviene diseñar dispositivos absorbentes acústicos variables. En la tabla 3.2 se muestra los coeficientes de absorción sonora de algunas superficies que se emplean frecuentemente en la edificación, según el anexo B de la norma UNE EN 12354-6 (2004). Los resultados se han obtenido de acuerdo con la Norma Europea EN ISO 354.

3.5.- EL TIEMPO DE REVERBERACIÓN EN DORMITORIOS Y SALONES

Según un amplio estudio realizado in situ en miles de recintos, (dormitorios y salones) con superficies interiores sin tratamiento acústico, (suelos de terrazo o parquet encolado, paredes y techos guarnecidos de yeso) [7], se pueden calcular los tiempos de reverberación de recintos de volumen entre 15 y 100 m^3, según las siguientes expresiones:

$$\text{Recintos amueblados: } T = 0{,}367 + 0{,}003V - 0{,}00005f \text{ s} \quad (3.8)$$

$$\text{Recintos no amueblados: } T = 0{,}949 + 0{,}021V - 0{,}0002f \text{ s} \quad (3.9)$$

donde V es el volumen del recinto y f es la frecuencia central de la banda octava o tercio de octava

Material	Coeficiente de absorción sonora α en bandas de octava, frecuencia central en Hz					
	125	250	500	1000	2000	4000
Hormigón, ladrillo guarnecido	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03
Fábrica de ladrillo sin guarnecer	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,07
Pavimentos reflectantes (p.e: PVC, parquet) sobre forjados pesados	0,02	0,03	0,04	0,05	0,05	0,06
Pavimentos absorbentes sobre forjados pesados; ≤ 5 mm	0,02	0,03	0,06	0,15	0,30	0,40
Pavimentos absorbentes sobre forjados pesados; ≥ 10 mm	0,04	0,08	0,15	0,30	0,45	0,55
Suelos de madera (parquet sobre listones, tarima sobre rastreles..)	0,12	0,10	0,06	0,05	0,05	0,06
Ventanas, fachada acristalada	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02
Puertas (madera)	0,14	0,10	0,08	0,08	0,08	0,08
Visillos; 0 mm – 200 mm delante de una superficie reflectante	0,05	0,04	0,03	0,02	0,02	0,02
Cortinas, < 0,2 kg/m^2; 0 mm – 200 mm delante de una superficie reflectante; mínimo típico [a]	0,05	0,06	0,09	0,12	0,18	0,22
Cortinas, material textil ≈ 0,4 kg/m^2; con pliegues u ondulaciones>1:3, 0- 200 mm delante de una superficie reflectante; máximo típico	0,10	0,40	0,70	0,90	0,95	1,00
Aberturas grandes (la menor dimensión > 1 m)	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Rejilla de aire, 50% de superficie abierta	0,30	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50

Tabla 3.2: Valores típicos de coeficientes de absorción sonora de algunos productos

ANEXO: LA REDUCCIÓN DEL RUIDO REVERBERANTE EN LOS RECINTOS SEGÚN EL DB HR PROTECCIÓN FRENTE AL RUIDO DEL CÓDIGO TÉCNICO DE LA EDIFICACIÓN (CTE).

El artículo 14 del Código Técnico de la edificación español establece en su artículo 14. Exigencias básicas de protección frente al ruido que: El objetivo del requisito básico "Protección frente el ruido" consiste en limitar, dentro de los edificios y en condiciones normales de utilización, el riesgo de molestias o enfermedades que el ruido pueda producir a los usuarios como consecuencia de las características de su proyecto, construcción, uso y mantenimiento. Para el cumplimiento de este objetivo, los edificios se proyectarán, construirán y mantendrán de tal forma que los elementos constructivos que conforman sus *recintos* tengan unas características acústicas adecuadas para reducir la transmisión del ruido aéreo, del ruido de impactos y del ruido y vibraciones de las instalaciones propias del edificio, y para limitar el ruido reverberante de los recintos.

El Documento Básico "DB HR Protección frente al ruido" especifica parámetros objetivos y sistemas de verificación cuyo cumplimiento asegura la satisfacción de las exigencias básicas y la superación de los niveles mínimos de calidad propios del requisito básico de protección frente al ruido

En el apartado 2.2 del DB HR Protección frente al ruido se establecen los valores límite de tiempo de reverberación en unos tipos de recintos.

Valores límite de tiempo de reverberación

1.- En conjunto los elementos constructivos, acabados superficiales y *revestimientos* que delimitan un aula o una sala de conferencias, un comedor y un restaurante, tendrán la absorción acústica suficiente de tal manera que:

a) El *tiempo de reverberación* en aulas y salas de conferencias vacías (sin ocupación y sin mobiliario), cuyo volumen sea menor que 350 m^3, no será mayor que 0,7 s.

b) El *tiempo de reverberación* en aulas y en salas de conferencias vacías, pero incluyendo el total de las butacas, cuyo volumen sea menor que 350 m^3, no será mayor que 0,5 s.

c) El *tiempo de reverberación* en restaurantes y comedores vacíos no será mayor que 0,9 s.

2.- Para limitar el ruido reverberante en las *zonas comunes* los elementos constructivos, los acabados superficiales y los *revestimientos* que delimitan una *zona común* de un edificio de uso residencial público, docente y hospitalario colindante con *recintos protegidos* con los que comparten puertas, tendrán la absorción acústica suficiente de tal manera que el área de absorción acústica equivalente, A, sea al menos 0,2 m^2 por cada metro cúbico del volumen del *recinto*.

Los criterios de diseño y dimensionado el DB HR los establece en el apartado 3.2 Tiempo de reverberación y absorción acústica. Este apartado se transcribe literalmente.

3.2 Tiempo de reverberación y absorción acústica

3.2.1 Datos previos y procedimiento

1.- Para satisfacer los valores límite del *tiempo de reverberación* requeridos en aulas y salas de conferencias de volumen hasta 350 m^3, restaurantes y comedores, puede elegirse uno de los dos métodos que figuran a continuación:

a) el método de cálculo general del *tiempo de reverberación* a partir del volumen y de la absorción acústica de cada uno de los *recintos* del apartado 3.2.2.

b) el método de cálculo simplificado del *tiempo de reverberación*, apartado 3.2.3, que consiste en emplear un tratamiento absorbente acústico aplicado en el techo. Este método sólo es válido en el caso de aulas de volumen hasta 350 m^3, restaurantes y comedores.

2.- En el caso de aulas y salas de conferencias, ambas opciones son aplicables si los *recintos* son de formas prismáticas rectas o asimilables.

3.- Debe calcularse la absorción acústica, A, de las *zonas comunes*, como se indica en la expresión 3.26 del apartado 3.2.2.

4.- Para calcular el *tiempo de reverberación* y la absorción acústica, deben utilizarse los valores del coeficiente de absorción acústica medio, α_m, de los acabados superficiales, de los *revestimientos* y de los elementos constructivos utilizados y el área de absorción acústica equivalente medio, $A_{O,m}$, de cada mueble fijo, obtenidos mediante mediciones en laboratorio según los procedimientos indicados en la normativa correspondiente contenida en el anejo C o mediante tabulaciones incluidas en el Catálogo de Elementos Constructivos u otros Documentos Reconocidos del CTE.

5.- Debe diseñarse y dimensionarse, como mínimo, un caso de cada *recinto* que sea diferente en forma, tamaño y elementos constructivos.

6.- Independientemente de lo especificado en este apartado, en el Anejo J se incluyen una serie de recomendaciones de diseño para aulas y salas de conferencias.

3.2.2 Método de cálculo general del tiempo de reverberación

1.- El tiempo de reverberación, T, de un recinto se calcula mediante la expresión:

$$T = \frac{0{,}16\ V}{A} \quad [s] \qquad (3.25)$$

siendo

V volumen del *recinto*, [m^3]; A absorción acústica total del *recinto*, [m^2];

2.- La absorción acústica, A, se calculará a partir de la expresión:

$$A = \sum_{i=1}^{n} \alpha_{m,i} \cdot S_i + \sum_{j=1}^{N} Ao_{m,j} + 4 \cdot \overline{m_m} \cdot V \quad [m^2] \qquad (3.26)$$

siendo

$\alpha_{m,i}$ coeficiente de absorción acústica medio de cada paramento, para las bandas de tercio de octava centradas en las frecuencias de 500, 1000 y 2000 Hz;

S_i área de paramento cuyo coeficiente de absorción es α_i, [m^2];

$Ao_{m,j}$ área de absorción acústica equivalente media de cada mueble fijo absorbente diferente [m^2];

V volumen del *recinto*, [m^3].

$\overline{m_m}$ coeficiente de absorción acústica medio en el aire, para las frecuencias de 500, 1000 y 2000 Hz y de valor 0,006 m^{-1}.

El término $4 \cdot \overline{m_f} \cdot V$ es despreciable en los recintos de volumen menor que 250 m^3.

3.2.3 Método de cálculo simplificado del tiempo de reverberación. Tratamientos absorbentes de los paramentos

3.- En la mayoría de los casos puede emplearse un tratamiento absorbente uniforme aplicado únicamente en el techo. Los valores mínimos del coeficiente de absorción acústica medio del material o techo suspendido figuran en el apartado 3.2.3.1.

4.- En aquellos casos en los que no sea posible encontrar un material o un techo suspendido con el valor de coeficiente de absorción acústica medio requerido en el apartado 3.2.3.1, deben utilizarse además tratamientos absorbentes adicionales al del techo en el resto de los paramentos, según el apartado 3.2.3.2.

3.2.3.1 Tratamientos absorbentes uniformes del techo

Las ecuaciones que figuran a continuación expresan el valor mínimo del coeficiente de absorción acústica medio, $\alpha_{m,t}$, del material o del techo suspendido para los casos siguientes:

a) aulas de volumen hasta 350 m^3:

i) sin butacas tapizadas:

$$\alpha_{m,t} = h \cdot \left(0{,}23 - \frac{0{,}12}{\sqrt{S_t}} \right) \quad (3.27)$$

ii) con butacas tapizadas fijas:

$$\alpha_{m,t} = h \cdot \left(0{,}32 - \frac{0{,}12}{\sqrt{S_t}} \right) - 0{,}26 \quad (3.28)$$

b) restaurantes y comedores:

$$\alpha_{m,t} = h \cdot \left(0{,}18 - \frac{0{,}12}{\sqrt{S_t}} \right) \quad (3.29)$$

siendo

h altura libre del *recinto*, [m]; S_t área del techo, [m^2].

3.2.3.2 Tratamientos absorbentes adicionales al del techo

Los tratamientos absorbentes empleados en los paramentos deben cumplir la relación siguiente:

$$\alpha_{m,t} \cdot S_t = \sum_{i=1}^{n} \alpha_{m,i} \cdot S_i \quad (3.30)$$

siendo

$\alpha_{m,t}$ coeficiente de absorción acústica medio del techo obtenido de las expresiones 3.27, 3.28 y 3.29, según corresponda; S_t área del techo, [m^2];

$\alpha_{m,i}$ coeficiente de absorción acústica medio del material utilizado para tratar el área S_i; S_i área de paramento cuyo coeficiente de absorción es $\alpha_{m,i}$, [m^2].

En el Anejo A: **Terminología**, indica:

Los valores del coeficiente de absorción acústica y del área de absorción acústica equivalente se especificarán y usarán en los cálculos redondeados a la segunda cifra decimal. (Ejemplo: 0,355 → 0,36).

Los valores del *tiempo de reverberación* se especificarán y usarán en los cálculos redondeados a la primera cifra decimal. (Ejemplo: 1,25 → 1,3)

Anejo J. Recomendaciones de diseño acústico para aulas y salas de conferencias

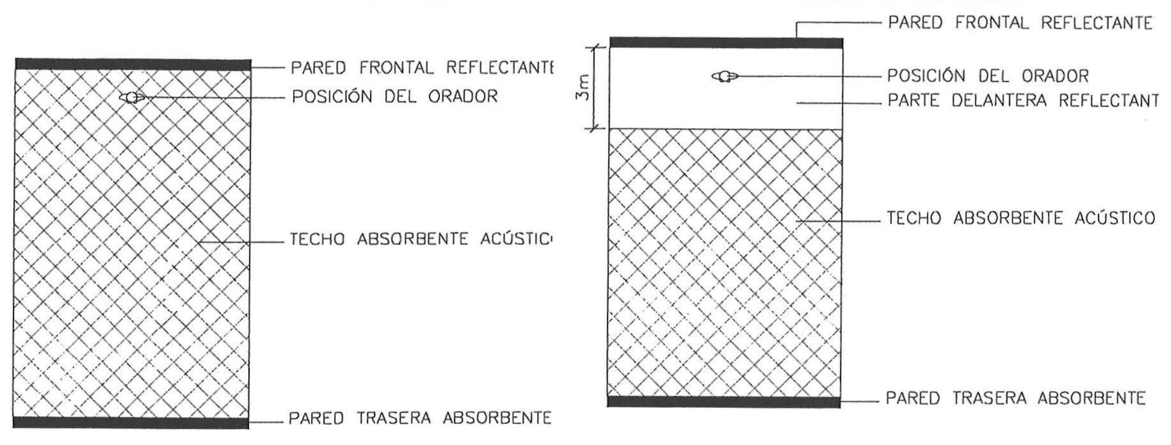
1.- En el caso de aulas y salas de conferencias de volumen hasta 350 m^3, las siguientes recomendaciones sobre la geometría de los *recintos* y la distribución de los materiales absorbentes tienen por objeto mejorar la inteligibilidad de la palabra.

2.- Deben evitarse los *recintos* cúbicos o con proporciones entre lados que sean números enteros.

3.- En cuanto a la distribución de los materiales absorbentes, se recomienda una de las dos opciones de diseño siguientes (Véase figura J.1):

a) opción 1. Se dispondrá un material absorbente acústico en toda la superficie del techo, la pared frontal será reflectante y la pared trasera será absorbente acústica para minimizar los ecos tardíos;

b) opción 2. Se dispondrá un material absorbente acústico en el techo, pero sólo se cubrirá la parte trasera del techo, dejando una banda de 3 m de ancho de material reflectante en la parte delantera del techo. La pared frontal será reflectante y en la pared trasera se dispondrá un material absorbente acústico de coeficiente de absorción acústica similar al del techo.



Opción 1 Opción 2

Figura J.1. Vista en planta de las opciones 1 y 2

4.- Para valores iguales de absorción acústica total de los elementos que componen el recinto, es más recomendable disponer un pasillo central que dos pasillos laterales para el acceso de alumnos.

En el Anejo K Fichas justificativas, la ficha K.3 se utiliza para el método general del tiempo de reverberación y de la absorción acústica, mientras que la ficha K.4 es para el método simplificado del tiempo de reverberación.

BIBLIOGRAFÍA

[1] UNE EN ISO 3382:2001. Acústica. Medición del tiempo de reverberación de recintos con referencia a otros parámetros acústicos (ISO 3382: 1997).

[2] UNE EN ISO 3382-2:2008. Acústica. Medición de parámetros acústicos en recintos. Parte 2: Tiempo de reverberación en recintos ordinarios. (ISO 3382-2: 2008).

[3] UNE EN ISO 354, Febrero 2004. Medición de la absorción acústica en una cámara reverberante. (ISO 354: 2003)

[4] UNE- EN ISO 140 11654, Febrero 1998.(ISO 11654:1997). Acústica. Absorbentes acústicos para su utilización en edificios. Evaluación de la absorción acústica.

[5] RD 1371/2007, de 19 de octubre por el que se aprueba el DB HR Protección frente al ruido del CTE.

[6] UNE-EN 12354-6 (2004). Acústica en la edificación. Estimación de las características acústicas de las edificaciones a partir de las características de sus elementos. Parte 6: Absorción sonora en espacios cerrados.

[7] Díaz, C; Pedrero, A. The reverberation time of furnished rooms in dwellings. Applied Acoustics. Vol 66 (2005), 945-956.

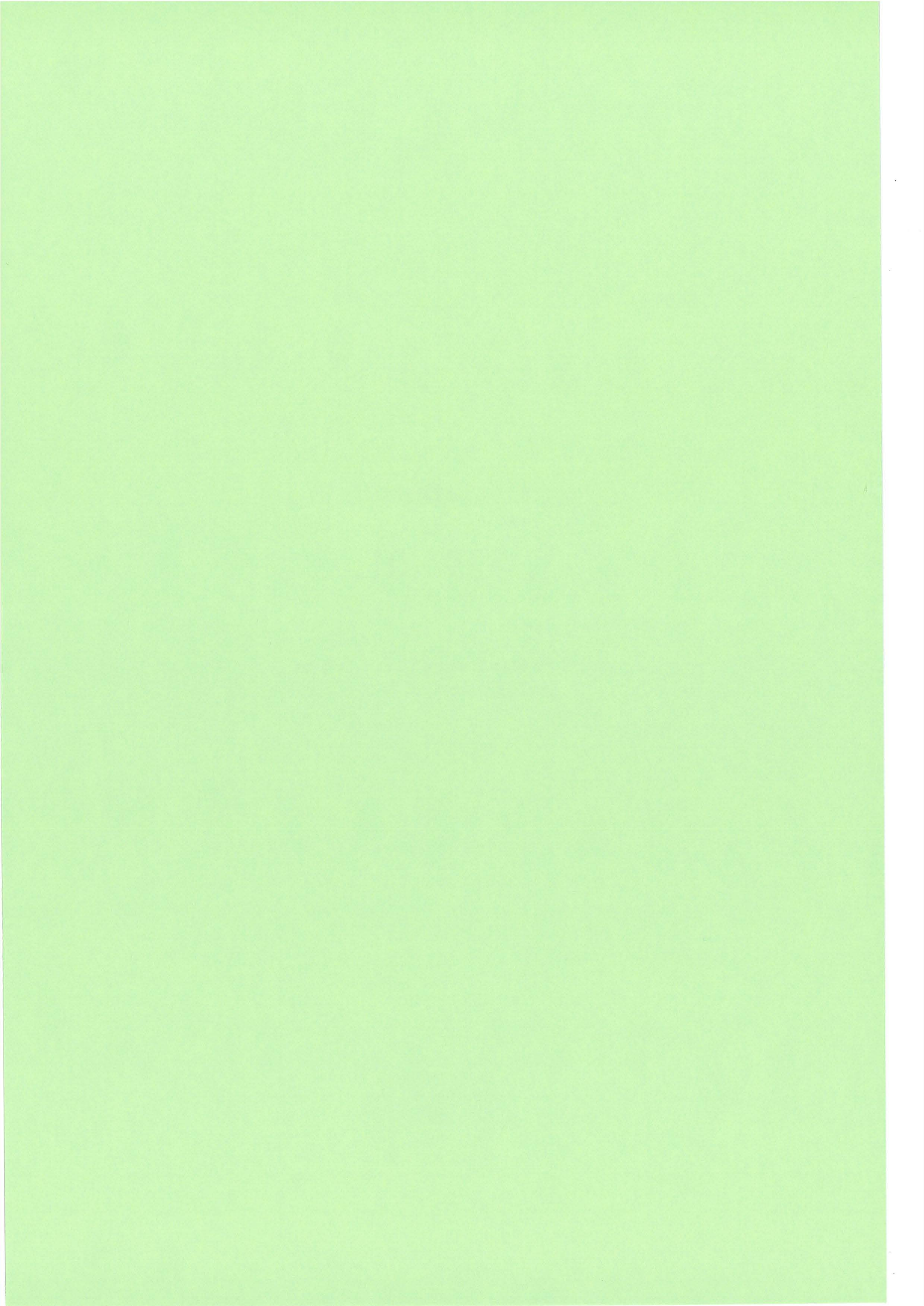
NOTAS

NOTAS

NOTAS

NOTAS

NOTAS



CUADERNO

295.01

cuadernos.ijh@gmail.com
info@mairea-libros.com

